



TUGAS AKHIR - TM 095502

STUDI NUMERIK FORCED DRAFT FAN PADA PT. PJB UP GRESIK DENGAN MODIFIKASI DIAMETER OUTLET (D_2) UNTUK MENINGKATKAN KAPASITAS

AMANDA SALMAN AL FARIZI
NRP. 2113 030 098

Dosen Pembimbing 1
Giri Nugroho ST, MSc
NIP. 19791029 201212 1 002

Dosen Pembimbing 2
Dr Ir Heru Mirmanto, MT
NIP. 19570331 198803 1 001

PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016



TUGAS AKHIR - TM 095502

**STUDI NUMERIK FORCED DRAFT FAN PADA
PT. PJB UP GRESIK DENGAN MODIFIKASI
DIAMETER OUTLET (D_2) UNTUK
MENINGKATKAN KAPASITAS**

**AMANDA SALMAN AL FARIZI
NRP. 2113 030 098**

**Dosen Pembimbing 1
Giri Nugroho ST, MSc
NIP. 19791029 201212 1 002**

**Dosen Pembimbing 2
Dr Ir Heru Mirmanto, MT
NIP. 19570331 198803 1 001**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016**



FINAL PROJECT - TM 095502

NUMERICAL SIMULATION STUDY OF FORCED DRAFT FAN AT PT. PJB UP GRESIK WITH MODIFICATION OF OUTLET DIAMETER (D_2) TO INCREASE THE CAPACITY

AMANDA SALMAN AL FARIZI
NRP. 2113 030 098

1st Counselor Lecturer
Giri Nugroho ST, MSc
NIP. 19791029 201212 1 002

2nd Counselor Lecturer
Dr Ir Heru Mirmanto, MT
NIP. 19570331 198803 1 001

STUDY PROGRAM DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Industrial of Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI NUMERIK FORCED DRAFT FAN PADA PT. PJB UP GRESIK DENGAN MODIFIKASI DIAMETER OUTLET (D_2) UNTUK MENINGKATKAN KAPASITAS

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

AMANDA SALMAN AL FARIZI
NRP. 2113 030 098

Disetujui Oleh,

Pembimbing Tugas Akhir 1

Pembimbing Tugas Akhir 2


Giri Nugroho ST, MSc

NIP. 19791029 201212 1 002


Dr Ir Heru Mirmanto, MT

NIP. 19570331 198803 1 001

SURABAYA, JULI 2016

STUDI NUMERIK SENTRIFUGAL FAN PADA PT. PJB UP GRESIK DENGAN MODIFIKASI DIAMETER OUTLET (D_2) UNTUK MENINGKATKAN KAPASITAS

Nama Mahasiswa : Amanda Salman Al Farizi
NRP : 2113 030 098
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI ITS
Dosen Pembimbing : Giri Nugroho ST, MSc

Abstrak

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) PT. PJB UP Gresik memiliki *boiler* yang akan dioperasikan dengan kebutuhan suplai udara bertekanan dengan kapasitas sebesar 3220 m³/min. Pada Tugas Akhir ini penulis mencoba mensimulasikan secara ulang aliran fluida pada Forced Draft Fan tersebut dengan menggunakan aplikasi *Computational Fluid Dynamics (CFD)*.

Tujuan dari tugas akhir ini yaitu untuk mengetahui karakteristik aliran dan unjuk kerja sentrifugal fan dengan merubah diameter outlet impeller (D_2) menjadi 2600mm. Pengujian dilakukan melalui pemodelan numerik dengan menggunakan software fluent 6.3.26 secara tiga dimensi. Karakteristik aliran dinyatakan dalam distribusi kecepatan dan distribusi tekanan disekitar sudu.

Dari hasil simulasi percobaan didapatkan Kecepatan tangensial paling besar terjadi pada forced draft fan dengan $D_2 = 2600$ mm yakni sebesar 329.862 m/s, namun untuk kecepatan radialnya paling besar terjadi pada forced draft fan dengan $D_2 = 2700$ mm yaitu sebesar 165.1533m/s . Lalu untuk tekanan outlet dan flow rate paling besar terjadi pada forced draft fan dengan $D_2 = 2600$ mm yakni sebesar 138471.27 Pa dan 1604.5153 m³/s. Pada forced draft fan dengan $D_2 = 2700$ mm mengalami penurunan pada tekanan outlet dan flow ratenya yakni sebesar 121810.43 Pa dan 1431.3777 m³/s.

Kata Kunci : Sentrifugal Fan ,modifikasi diameter outlet
, pemodelan numerik 3D

NUMERICAL SIMULATION STUDY OF CENTRIFUGAL FAN AT PT. PJB UP GRESIK WITH MODIFICATION OF OUTLET DIAMETER TO INCREASE THE CAPACITY

Name : Amanda Salman Al Farizi
NRP : 2113 030 098
Major : D3 Mechanical Engineering
FTI-ITS
Counselor Lecturer : Giri Nugroho, ST, MSc

Abstract

Steam power plant (PLTU) PT PJB UP Gresik has a boiler will be operated with a pressurised air supply needs with the 3220 m/min flow rate. At this final project, the author is trying to simulate the fluid flow in force draft fan of PT PJB UP Gresik by using CFD (Computational Fluid Dynamics) .

The purpose of this final project is to find out the characteristics of the flow and the centrifugal fan performance by modification diameter of outlet impeller (D_2) to 2700mm. Testing is done through numerical modeling using the software fluent 6.3.26 in three dimensions. Characteristics of flow distribution declared in speed and pressure distribution around the impeller.

From the results of simulation experiments obtained the forced draft fan with $D_2 = 2600\text{mm}$ has the highest tangential Speed, that is 329,862 m/s, but for the highest radial speed occur in forced draft fan with $D_2 = 2700\text{mm}$, that is 165.1533 m/s. The Forced Draft Fan with $D_2 = 2600\text{mm}$ have a highest outlet pressure and flow rate, that are 138471.27 Pa and $1604.5153 \text{ m}^3/\text{s}$. In the Forced Draft Fan with $D_2 = 2700\text{mm}$, the outlet pressure and flow rate have decreased to 121810.43 Pa and $1431.3777 \text{ m}^3/\text{s}$.

Keywords : Centrifugal Fan, the outlet diameter modification, numerical modeling of 3D

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiv

BAB I

PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Tujuan	2
1.4. Batasan Masalah	3
1.5. Manfaat.....	3
1.6. Sistematika Penulisan	3

BAB II

DASAR TEORI	5
2.1. Pengertian Kompresor.....	5
2.2. Klasifikasi Kompresor.....	5
2.3. Definisi Fan	7
2.4. Hukum fan	7
2.5 Definisi Fan Sentrifugal.....	8
2.6 Klasifikasi Fan Sentrifugal.....	9
2.6.1 Berdasarkan Bentuk <i>Blade</i>	9
2.7 Perhitungan Unjuk Kerja Forced Draft Fan.....	13
2.7.1 Kapasitas.....	14
2.8. Pengaruh Perubahan Diameter Luar Impeller.....	15
2.9. Udara dan Sifat - sifatnya	16
2.9.1. Udara	16
2.9.2. Sifat-sifat Udara	16

2.9.2.1. Viskositas	16
2.9.2.2. Densitas	17
2.9.2.3. Bilangan Reynolds	18
2.10. Tekanan Statis, Stagnasi, dan Dinamis.....	19
2.11. CFD (<i>Computational Fluid Dynamics</i>).....	23
2.11.1 GAMBIT (<i>Geometry and Mesh Building Intelligent Toolkit</i>).....	23
2.11.2 FLUENT	23
2.11.2.1. Grid Independensi	24
2.11.2.2. Formulasi <i>Solver</i>	25
2.11.2.3. Penentuan Model	25
2.11.2.4. Penentuan Kondisi Batas	27

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN	31
3.1. <i>Preprocessing</i>	31
3.1.1. Geometri Forced Draft Fan	31
3.1.2. Pemodelan Tiga Dimensi	33
3.1.3. Meshing	34
3.1.4. Parameter Pemodelan	40
3.2 <i>Processing</i> atau <i>Solving</i>	47
3.3. <i>Postprocessing</i>	47
3.4. Diagram Alir (<i>Flowchart</i>) Metode Penelitian.....	48

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN	51
4.1. Meshing Grid Value.....	51
4.2. Iteration and Running Time.....	53
4.3. Analisa Distribusi Tekanan Forced Draft Fan.....	53
4.3.1. Forced draft fan dengan $D_2=2600\text{mm}$	53
4.3.2. Forced draft fan dengan $D_2=2700\text{mm}$	56
4.4. Analisa Vector of Velocity Forced Draft Fan	59
4.4.1. Forced draft fan dengan $D_2=2600\text{mm}$	59

4.4.2. Forced draft fan dengan $D_2 = 2700\text{mm}$	62
4.5. Analisa Aliran pada Forced Draft Fan	65
4.5.1. Forced draft fan dengan $D_2 = 2600\text{mm}$	65
4.5.2. Forced draft fan dengan $D_2 = 2700\text{mm}$	67
4.6. Perbandingan Hasil Percobaan	68

BAB V

PENUTUP	71
5.1. Kesimpulan	71
5.2. Saran	72

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Perbedaan antara Fan, Blower dan Kompresor.....	6
Tabel 2.2	Karakteristik Berbagai Fan Sentrifugal..	9
Tabel 4.1	Data hasil percobaan	69

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	klasifikasi kompresor.....	6
Gambar 2.2.	Kecepatan, tekanan dan daya fan.....	7
Gambar 2.3.	Forced draft fan	8
Gambar 2.4.	Forced draft fan tipe <i>Airfoil</i>	10
Gambar 2.5.	Forced draft fan tipe <i>Backward Inclined</i> ...	11
Gambar 2.6.	Forced draft fan tipe <i>Forward Curve</i>	12
Gambar 2.7.	Forced draft fan tipe <i>Radial Tip</i>	12
Gambar 2.8.	Forced draft fan tipe <i>Backward Curved</i>	13
Gambar 2.9.	Pengukuran tekanan statis.....	20
Gambar 2.10.	Pengukuran tekanan stagnasi	22
Gambar 2.11.	Pengukuran Tekanan Stagnasi dan Statis	22
Gambar 3.1.	Geometri Blade Forced Draft Fan (D2= 2600mm)	32
Gambar 3.2.	Geometri Blade Forced Draft Fan (D2= 2700mm)	33
Gambar 3.3.	Domain pemodelan FD Fan & <i>boundary</i> batas	34
Gambar 3.4.	<i>Import</i> geometri pada <i>Gambit</i>	35
Gambar 3.5.	Menu <i>Meshing</i>	36
Gambar 3.6.	Hasil <i>Meshing 3D</i>	36
Gambar 3.7.	Daerah batas Solid untuk Blade Impeller	37
Gambar 3.8.	Daerah batas fluida udara pada <i>Volute</i>	37
Gambar 3.9.	Menu pemilihan <i>mesh</i> yang didefinisikan sebagai fluida udara	38
Gambar 3.10.	Cara mengetahui kualitas <i>meshing</i>	39
Gambar 3.11.	meng- <i>export</i> ke <i>filetype .msh</i>	40
Gambar 3.12.	Menu <i>bar</i> pada <i>start-up software Fluent</i>	40
Gambar 3.13.	Meng- <i>import</i> grid pada <i>Fluent 6.3.26</i>	41
Gambar 3.14.	Merubah skala satuan pada <i>Fluent</i>	41
Gambar 3.15.	Pemilihan <i>models</i> pada <i>Fluent 6.3.26</i>	42
Gambar 3.16.	Penentuan <i>materials</i> pada <i>Fluent 6.3.26</i>	43

Gambar 3.17.	Penentuan <i>operating conditions</i> pada <i>Fluent</i> 6.3.26	43
Gambar 3.18.	Penentuan <i>Boundary conditions</i> pada <i>Fluent</i> 6.3.26	44
Gambar 3.19.	Pemilihan <i>solution</i> pada <i>Fluent</i> 6.3.26	45
Gambar 3.20.	<i>Initialize</i> pada <i>Fluent</i> 6.3.26	45
Gambar 3.21.	<i>Monitor residual</i> pada <i>Fluent</i> 6.3.26	46
Gambar 3.22.	Iterasi pada <i>Fluent</i> 6.3.26	47
Gambar 3.23.	Diagram alir penelitian	48
Gambar 4.1.	Interval mesh 0.5	52
Gambar 4.2.	Interval mesh 0.1	52
Gambar 4.3	<i>Iterasi</i> (Force Draft Fan dengan variasi D_2 2600mm dan 2700mm).....	53
Gambar 4.4.	kontur Tekanan Statis Pada <i>Forced Draft Fan</i> ($D_2=2600\text{mm}$)	54
Gambar 4.5.	kontur Tekanan Statis Pada <i>Forced Draft Fan</i> ($D_2=2700\text{mm}$)	54
Gambar 4.6.	plot distribusi tekanan pada <i>Forced Draft Fan</i> ($D_2=2600\text{mm}$)... ..	55
Gambar 4.7.	<i>surface integral</i>	55
Gambar 4.8.	Total pressure pada sisi <i>inlet</i> dan <i>outlet</i>	56
Gambar 4.9.	kontur Tekan Statis Pada <i>Forced Draft Fan</i> ($D_2=2700\text{mm}$)	57
Gambar 4.10	kontur Tekan Total Pada <i>Forced Draft Fan</i> ($D_2=2700\text{mm}$).....	57
Gambar 4.11	plot distribusi tekanan pada <i>Forced Draft</i> ($D_2=2700\text{mm}$)	58
Gambar 4.12	Total pressure pada sisi <i>inlet</i> dan <i>outlet</i>	58
Gambar 4.13	<i>Vector of Velocity</i> kecepatan Tangensial pada <i>Forced Draft Fan</i> ($D_2=2600\text{mm}$)	59

Gambar 4.14	kontur kecepatan pada <i>Forced draft Fan</i> ($D_2=2600\text{mm}$)	60
Gambar 4.15	<i>Report surface integrals</i> pada <i>Vector of velocity</i> kecepatan tangensial	60
Gambar 4.16	<i>Vector of Velocity</i> kecepatan Radial ($D_2=2600\text{mm}$)	61
Gambar 4.17	<i>Radial velocity</i> pada <i>impeler forced</i> <i>draft fan</i>	61
Gambar 4.18	<i>Vector of Velocity</i> kecepatan Tangensial pada <i>Forced Draft Fan</i> ($D_2=2700\text{mm}$)	62
Gambar 4.19	kontur kecepatan pada <i>Forced draft Fan</i> ($D_2=2700\text{mm}$)	63
Gambar 4.20	<i>Report surface integrals</i> pada <i>Vector of velocity</i> kecepatan tangensial	63
Gambar 4.21	<i>Vector of Velocity</i> kecepatan Radial ($D_2=2700\text{mm}$)	64
Gambar 4.22	<i>Radial velocity</i> pada <i>impeler forced</i> <i>draft fan</i>	64
Gambar 4.23	visualisasi aliran <i>pathline</i> tampak dari kanan..	65
Gambar 4.24	Visualisasi aliran <i>pathline</i> tampak <i>isometri</i>	66
Gambar 4.25	<i>Report type : flow rate</i> dengan <i>field variable</i> massa jenis.....	66
Gambar 4.26	visualisasi aliran <i>pathline</i> tampak dari kanan	67
Gambar 4.27	Visualisasi aliran <i>pathline</i> tampak <i>isometri</i>	67
Gambar 4.28	<i>Report type : flow rate</i> dengan <i>field variable</i> massa jenis.....	68

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Aplikasi penggunaan fan sangat luas, salah satunya dalam dunia industri. Fan memiliki peran penting dalam industri pembangkit listrik (*power plant*), terutama pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU). Salah satu jenis fan yang sering digunakan adalah fan sentrifugal.

Dalam aplikasinya pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), fan sentrifugal digunakan untuk mensuplai udara bertekanan ke dalam *boiler*. Udara yang telah mendapatkan tekanan dari fan sentrifugal selanjutnya akan dialirkan ke dalam boiler untuk mencampur udara dan bahan bakar dan selanjutnya digunakan sebagai udara pembakaran pada furnace *boiler*.

Pada umumnya fan sentrifugal yang digunakan untuk mensuplai udara ke *boiler* memiliki spesifikasi *head* (H) yang tinggi. Untuk memenuhi spesifikasi *head* yang tinggi guna mensuplai udara ke *boiler*. Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) UP Gresik memiliki *boiler* yang akan dioperasikan dengan kebutuhan suplai udara bertekanan dengan kapasitas sebesar 3220 m/min.

Pada Tugas Akhir ini penulis mencoba mensimulasikan secara ulang aliran fluida pada Forced Draft Fan tersebut dengan menggunakan aplikasi *Computational Fluid Dynamics (CFD)* yang nantinya diharapkan dapat mengetahui karakteristik aliran fluida dan memberikan analisa tentang kecepatan dan tekanannya. Tugas akhir ini lebih difokuskan pada perubahan diameter inlet dan outlet. Simulasi model Fan pada CFD (*Computational Fluid Dynamic*) menggunakan pemodelan software Solidwork sebagai pembentukan frame awal, kemudian diimport pada GAMBIT untuk pemberian kondisi batas dan penggenerasian mesh, selanjutnya dilakukan analisa dan penghitungan pada

FLUENT dengan menggunakan persamaan $k-\varepsilon$ untuk memprediksi keakuratan dan efisiensi komputasi.

1.2 Perumusan Masalah

1. Bagaimana distribusi kecepatan pada daerah sekeliling sudu forced draft fan yang telah di modifikasi dimensi diameter outlet impeller (D_2) nya ?
1. Bagaimana distribusi tekanan pada daerah sekeliling sudu forced draft fan yang telah di modifikasi dimensi diameter outlet impeller (D_2) nya?
2. Bagaimana pengaruh perubahan dimensi diameter outlet impeller (D_2) terhadap performa Forced Draft Fan dengan acuan pembandingan Forced Draft Fan dengan diameter outlet impeller (D_2) standart?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian dengan menggunakan perangkat lunak *Fluent 6.3.26* ini antara lain :

1. Kondisi *steady state*, aliran *incompressible*.
2. Analisa menggunakan 3D menggunakan turbulen $k-\varepsilon$ untuk *inlet* adalah *pressure inlet* dengan tekanan udara masuk sebesar 1 atm.
3. Menggunakan perangkat lunak *Fluent 6.3.26*.
4. Data yang diamati pada *Fluent* hanya pada distribusi tekanan pada *blade*.

1.4 Tujuan

Tujuan dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui distribusi kecepatan pada daerah sekeliling sudu forced draft fan yang telah di modifikasi dimensi diameter outlet impeller (D_2) nya.

2. Mengetahui distribusi tekanan pada daerah sekeliling sudu forced draft fan yang telah di modifikasi dimensi diameter outlet impeller (D_2) nya.
3. Menganalisa pengaruh perubahan dimensi diameter outlet impeller (D_2) terhadap performa Forced Draft Fan dengan acuan pembandingan Forced Draft Fan dengan diameter outlet impeller (D_2) standart.

1.5 Manfaat Perencanaan

Adapun manfaat dari perencanaan yang akan dilakukan antara lain :

1. Mampu mengetahui distribusi kecepatan pada daerah sekeliling sudu *Blade forced fan*.
2. Mampu mengetahui distribusi tekanan pada daerah sekeliling sudu *Blade forced draft fan*.
3. Dapat menganalisa pengaruh perubahan dimensi diameter outlet impeller (D_2).

1.6 Sistematika Penulisan

Penulisan tugas akhir ini disajikan dengan sistematika sebagai berikut :

BAB 1 PENDAHULUAN

Berisikan tentang latar belakang penulisan, perumusan masalah yang dipilih, batasan permasalahan, tujuan penulisan, manfaat penulisan dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Berisikan tentang teori-teori mengenai centrifugal fan, *internal flow*, dan pengenalan *software FLUENT 6.3.26*.

BAB III METODE PERANCANGAN

Berisikan tentang penjelasan langkah-langkah pemodelan melalui diagram alir,serta menguraikan pemodelan numerik yang dilakukan, mulai dari

pembuatan geometri model uji, diskretisasi daerah analisa (*meshing*), pemodelan *FLUENT 6.3.26*.

BAB IV PERANCANGAN

Berisikan tentang uraian data yang diperoleh saat simulasi dilakukan yaitu berupa hasil *contour* tekanan, distribusi tekanan, dan distribusi kecepatan sepanjang *impeller* serta pembahasan data yang dihasilkan dari *impeller* selama percobaan dilakukan.

BAB V PENUTUP

Berisikan tentang pemaparkan kesimpulan yang diperoleh selama pembuatan tugas akhir ini yang merupakan ringkasan jawaban dari permasalahan yang dipilih. Serta berisikan saran-saran dari penulis.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Pengertian Kompresor














Kompresor adalah mesin yang digunakan untuk memampatkan udara atau gas. Kompresor udara biasanya menghisap udara dari atmosfer. Namun ada pula yang menghisap udara atau gas yang bertekanan lebih tinggi dari tekanan atmosfer. Dalam hal ini kompresor bekerja sebagai penguat (booster). Sebaliknya ada pula kompresor yang menghisap gas yang bertekanan lebih rendah dari tekanan atmosfer. Dalam hal ini kompresor disebut pompa vakum.

Kompresor juga banyak digunakan di industri bangunan mesin, terutama untuk menggerakkan pesawat – pesawat pneumatic, antara lain boor, hammer, pesawat angkat, pembersih pasir, alat control, penyemprotan dan pompa.

Dalam kehidupan modern seperti sekarang ini kompresor mempunyai kegunaan yang sangat luas di hampir segala bidang baik di bidang industri, pertanian, rumah tangga, dan sebagainya. Jenis dan ukurannya pun beraneka ragam sesuai dengan pemakainya.

2.2 Klasifikasi Kompresor

Kompresor dapat dibagi ke dalam berbagai jenis dan model tergantung pada volume dan tekanannya. Klasifikasi kompresor yang digolongkan atas dasar tekanannya dapat dilihat dari gambar 2.1 dibawah ini

Nama		Fan dan blower				Kompressor
Jenis		Fan (kipas)		Blower (peniup)		Lebih dari 1 kg/cm ² (101 kPa)
Jenis aksial		Kapasitas dari 1000 m ³ /min Aw (2600 Pa)		1 - 10 m Aw (2600 Pa - 55 kPa)		
Jenis turbo	Aksial					
	Sudu banyak					
	Radial					
	Turbo					
	Roots					
Sudu lurus						
Jenis perputaran (displacement)	Sekrup					
	Bolak-balik					
						

Gambar 2.1 klasifikasi kompresor
(sumber : Sularso dan Haruo Tahara, “Pompa dan Kompresor”, hal. 173)

Berikut merupakan perbedaan antara fan, blower dan kompresor :

Tabel 2.1 Perbedaan antara Fan, Blower dan Kompresor (Ganasean)

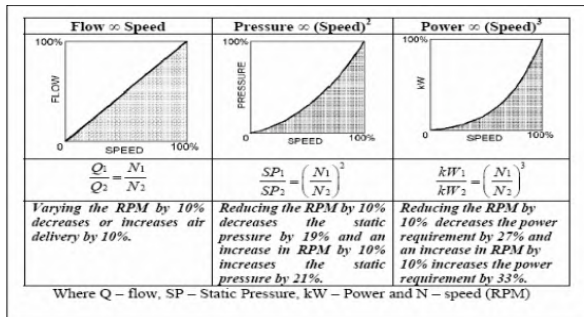
Peralatan	Perbandingan Spesifik	Kenaikan tekanan (mmWg)
Fan	Sampai 1,11	1136
Blower	1,11 sampai 1,20	1136 –2066
Kompresor	Lebih dari 1,20	-

2.3 Definisi Fan

Fan adalah alat yang digunakan untuk menaikkan tekanan udara atau gas yang akan dialirkan dalam suatu ruangan tertentu. Selain itu, fan juga digunakan untuk memasok udara dalam proses pengeringan, pemindahan bahan tersuspensi di dalam aliran gas, pembuangan asap, pemasokan udara untuk pembakaran boiler, pembuangan debu, pengeringan, pendinginan proses-proses industrial, sistem ventilasi ruangan, dan aplikasi sistem beraliran tinggi dan bertekanan rendah yang lain. Fan biasanya digunakan untuk tekanan rendah, tekanan yang dihasilkan biasanya kurang dari 2 psig.

2.4 Hukum fan

Fan beroperasi dibawah beberapa hukum tentang kecepatan, daya dan tekanan. Perubahan dalam kecepatan (putaran per menit atau RPM) berbagai fan akan memprediksi perubahan kenaikan tekanan dan daya yang diperlukan untuk mengoperasikan fan pada RPM yang baru. Hal ini diperlihatkan pada Gambar 2.1

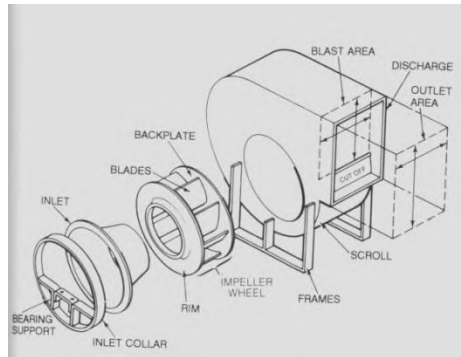


Gambar 2.2 Kecepatan, tekanan dan daya fan
(Sumber : Bureau of Energy Efficiency (BEE), Government of India. Energy Efficiency Guide Book , chapter 5, page 110. 2004)

Terdapat dua jenis fan, yakni fan axial dan fan sentrifugal. Pada tugas akhir ini akan dibahas tentang fan sentrifugal.

2.5 Definisi Fan Sentrifugal

Fan sentrifugal meningkatkan kecepatan aliran udara dengan impeller berputar. Kecepatan meningkat sampai mencapai ujung *blades* dan kemudian diubah menjadi tekanan. Fan sentrifugal dapat menghasilkan tekanan tinggi dengan efisiensi tinggi Fan ini cocok untuk kondisi operasi yang kasar, seperti sistem dengan suhu tinggi, aliran udara kotor atau lembab, dan *handling* bahan.



Gambar 2.3 Sentrifugal Fan

(sumber :

<http://centrifugalfanengineering.blogspot.co.id/2013/01/basic-design-of-centrifugal-fan.html>)

Tabel 2.2 Karakteristik Berbagai Fan Sentrifugal

Jenis fan dan blade	Keuntungan	Kerugian
Fan radial dengan blades datar	<ul style="list-style-type: none"> Cocok untuk tekanan statis tinggi (sampai 1400 mmWC) dan suhu tinggi Rancangannya sederhana sehingga dapat dipakai untuk unit penggunaan khusus Dapat beroperasi pada aliran udara yang rendah tanpa masalah getaran Sangat tahan lama Efisiensinya mencapai 75% Memiliki jarak ruang kerja yang lebih besar yang berguna untuk <i>handling</i> padatan yang terbang (debu, serpih kayu, dan scrap logam) 	<ul style="list-style-type: none"> Hanya cocok untuk laju aliran udara rendah sampai medium
Fan yang melengkung kedepan, dengan blade yang melengkung kedepan	<ul style="list-style-type: none"> Dapat menggerakkan volum udara yang besar terhadap tekanan yang relatif rendah Ukurannya relatif kecil Tingkat kebisingannya rendah (disebabkan rendahnya kecepatan) dan sangat cocok untuk digunakan untuk pemanasan perumahan, ventilasi, dan penyejuk udara (HVAC) 	<ul style="list-style-type: none"> Hanya cocok untuk layanan penggunaan yang bersih, bukan untuk layanan kasar dan bertekanan tinggi Keluaran fan sulit untuk diatur secara tepat Penggerak harus dipilih secara hati-hati untuk menghindari beban motor berlebih sebab kurva daya meningkat sejalan dengan aliran udara Efisiensi energinya relatif rendah (55-65%)
<i>Backward inclined fan, dan airfoil</i> (Gambar 9)	<ul style="list-style-type: none"> Dapat beroperasi dengan perubahan tekanan statis (asalkan bebannya tidak melebihi ke motor) Fan dengan <i>blades</i> lengkung lebih efisien (melebihi 85%) Fan dengan <i>blades air-foil</i> yang tipis adalah yang paling efisien 	<ul style="list-style-type: none"> Tidak cocok untuk aliran udara yang kotor (karena bentuk fan memudahkan terakumulasi kotoran) pengangkutan yang dihasilkan oleh tiap <i>blade</i> Fan <i>blades air-foil</i> yang tipis akan menjadi sasaran erosi

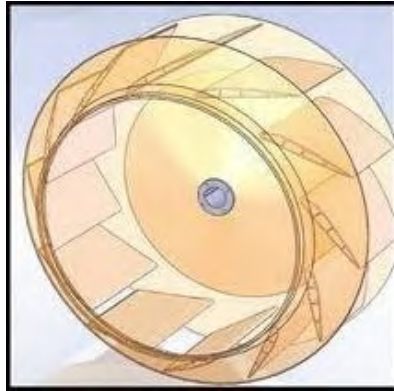
2.6 Klasifikasi Fan Sentrifugal

2.6.1 Berdasarkan Bentuk *Blade*

Berdasarkan bentuk *blade*, fan sentrifugal dibagi menjadi 6 tipe yaitu :

a. *Airfoil*

Airfoil adalah tipe *centrifugal fan* yang dikembangkan untuk memperoleh efisiensi tinggi. *Fan* ini diaplikasikan pada sistem pemanas, ventilasi, *air conditioning* dan udara bersih industri dimana penghematan energi sangatlah penting.



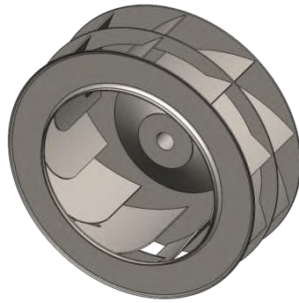
Gambar 2.4 Sentrifugal Fan tipe Airfoil

(sumber :

<http://centrifugalfanengineering.blogspot.co.id/2013/01/basic-design-of-centrifugal-fan.html>)

b. *Backward Inclined*

Backward-inclined fan memiliki *blade* yang lurus dengan ketebalan tunggal. *Fan* ini diaplikasikan pada sistem pemanas, ventilasi, *air conditioning* dan industri dimana *blade* akan mengalami lingkungan yang korosif dan lingkungan yang erosi.



Gambar 2.5 Sentrifugal Fan tipe *Backward Inclined*
(sumber : <http://airprofan.com/centrifugal-fans-blowers/backward-inclined-fan/>)

c. *Forward Curve*

Forward curve fan memiliki kecepatan putar yang sangat rendah untuk mengalirkan sejumlah udara serta bentuk lengkungan *blade* menghadap arah putaran, sehingga kurang efisien dibandingkan tipe *air foil* dan *backward inclined*. *Fan* jenis ini biasanya diaplikasikan untuk sistem pemanas bertekanan rendah, ventilasi, dan *air conditioning radial blade fan* secara umum yang paling efisien diantara *centrifugal fan* yang memiliki bentuk *blade* mengarah titik poros. *Fan* jenis ini digunakan untuk pemindahan bahan dan industri yang membutuhkan *fan* dengan tekanan di atas menengah.



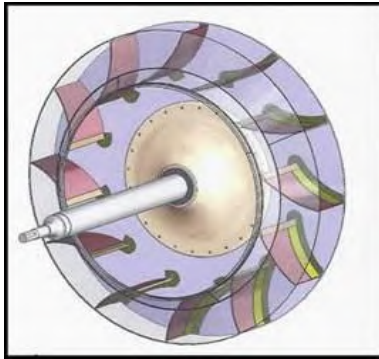
Gambar 2.6 Sentrifugal Fan tipe *Forward Curve*

(sumber :

http://www.diytrade.com/china/pd/10021957/AC_140mm_centrifugal_exhaust_blower_forward_curved_impeller.html#normal_img)

d. *Radial Tip*

Radial tip fan lebih efisien dibandingkan *fan* tipe *radial blade* yang di desain tahan terhadap keausan dan aliran udara yang erosif.



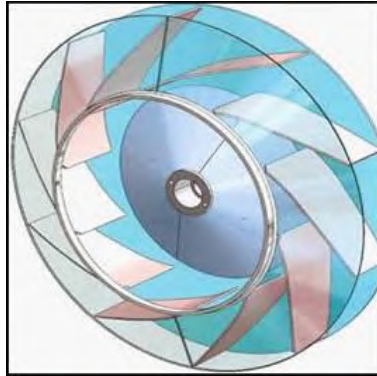
Gambar 2.7 Sentrifugal Fan tipe *Radial Tip*

(sumber :

<http://centrifugalfanengineering.blogspot.co.id/2013/01/basic-design-of-centrifugal-fan.html>)

e. *Backward Curved*

Backward curved secara desain dan performa memiliki kesamaan dengan *backward-curved airfoil blades*, kecuali pada efisiensi maximum dan kekuatan struktur. *Backward curved fan centrifugal* digunakan untuk mendapatkan efisiensi tertinggi dan tipe yang paling populer hingga ditemukannya *airfoil centrifugal fan*. Pada tugas akhir ini menggunakan tipe *backward curve fan* pada bladenya.



Gambar 2.8

Sentrifugal Fan tipe *Backward Curved*

(sumber :

<http://centrifugalfanengineering.blogspot.co.id/2013/01/basic-design-of-centrifugal-fan.html>)

2.7 Perhitungan Unjuk Forced Draft Fan

Unjuk kerja Forced Draft Fan berkaitan dengan beberapa parameter utama, yaitu :

- Head
- Efisiensi
- Kapasitas
- Daya

2.7.1 Kapasitas

Kapasitas kompresor sentrifugal dapat dinyatakan dalam berbagai bentuk seperti :

1. Inlet volume flow (ICFM) atau actual inlet volume flow (ACFM).

2. Standard inlet volume flow (SCFM) pada kondisi standard yaitu pada tekanan 14,7 psia dan suhu 60°F = 520° R.
3. Mass flow rate : kapasitas yang dihitung dalam laju aliran massa dengan satuan lbm/minute.

Hubungan antara kondisi standard dengan kondisi inlet (actual), dapat digunakan persamaan gas ideal :

$$\frac{P_1 \times P_1}{T_1} = \frac{P_S \times Q_S}{T_S} \quad \text{atau} \quad \frac{P_1 \times \text{ICFM}}{T_1} = \frac{P_S \times \text{SCFM}}{T_S}$$

Dimana :

Ps = Tekanan standard = 14,7 psia

Ts = Temperatur standard = 60° F = 520° R

maka didapat :

$$\text{ICFM} = \text{SCFM} \times \frac{14,7}{P_1} \times \frac{520}{T_1} \quad \text{atau} \quad \text{SCFM} = \text{ICFM} \times \frac{P_1}{14,7} \times \frac{520}{T_1}$$

Bila kapasitas dihitung dalam laju aliran massa, maka harus dilihat hubungan kapasitas dan laju aliran massa.

$$\dot{m} = Q \times \rho$$

Dimana : \dot{m} = laju aliran massa (lbm / min)

Q = kapasitas (ft³/ min)

ρ = density (lbm / ft³) ,

Jadi : $\dot{m} = \text{SCFM} \times \rho_S$,

Sedang ρ_S dapat dihitung dari :

$$PV = mRT \quad \Longrightarrow \quad \frac{m}{V} = \frac{P}{RT}$$

Sedangkan $\frac{m}{V} = \rho$; jadi $\rho = \frac{P}{RT}$

$$\rho_s = \frac{P_s \times 144}{R \times T_s} = \frac{14,7 \times 144}{R \times 520}$$

Jadi : $\dot{m} = \text{SCFM} \times \frac{14,7 \times 144}{R \times 520}$

*Catatan : Angka 144 merupakan faktor konversi dari psia ke lb/ft². Karena 1 foot-pound = 12 inch-pound, maka 1 lb/ft² = 144 psi.

Bila dikoreksi terhadap faktor kompresibilitas, maka :

$$\dot{m} = \text{SCFM} \times \frac{14,7 \times 144 \times SG}{53,35 \times Z \times 520}$$

$$\dot{m} = \text{SCFM} \times 0,0763 \times \frac{SG}{Z_1}$$

2.8 Pengaruh Perubahan Diameter Luar (D_2)

Perubahan ukuran diameter luar (D_2) mempunyai pengaruh yang sama dengan perubahan putaran. Bila ukuran diameter luar impeler diperbesar dimana kompresor beroperasi pada putaran tetap, maka menyebabkan :

- Kenaikan kapasitas sebanding dengan perbandingan kenaikan diameter.
- Kenaikan head sebanding dengan perbandingan kenaikan diameter impeler pangkat 2.
- Kenaikan daya yang diperlukan kompresor sesuai dengan perbandingan kenaikan diameter impeller pangkat 3.
- Dan begitu pula sebaliknya.

Hal tersebut diatas dapat dilihat dari teori kesamaan sebagai berikut :

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right) ; \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 ; \quad \frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

2.9 Udara dan Sifat-sifatnya

2.9.1 Udara

Udara adalah fluida yang memiliki densitas dan viskositas. Densitas (ρ) didefinisikan sebagai massa persatuan volume. Properti ini tergantung pada tekanan (P) dan temperatur (T). Kendaraan di jalan pada umumnya berjalan dengan kecepatan dibawah sepertiga kecepatan suara. Pada batas kecepatan tersebut harga variasi tekanan dan temperatur dalam aliran dengan harga *freestream* sangat kecil, oleh karena itu perubahan pada densitas dapat diabaikan. Dengan demikian aliran udara yang mengalir di sekeliling kendaraan dapat dikategorikan sebagai aliran fluida *incompressible*. Untuk kondisi standar, $P = 1 \text{ atm}$ dan $T = 288 \text{ K}$, harga densitas atau $\rho = 1,2250 \text{ kg/m}^3$.

Properti lainnya dari udara adalah viskositas. Properti ini disebabkan oleh gesekan molekuler antara partikel-partikel fluida. Gesekan ini berhubungan dengan fluks momentum karena *gradient* kecepatan. Untuk fluida *incompressible*, properti ini bergantung pada temperatur. Pada kondisi standar viskositas $\mu = 1,7894 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$ dan $\nu = 1,4607 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$. Viskositas yang dimiliki fluida ini menyebabkan terjadinya *friction drag* sehingga timbul gradien kecepatan pada dinding.

2.9.2 Sifat-sifat Udara

2.9.2.1 Viskositas

Properti ini disebabkan oleh gesekan molekuler antara partikel-partikel fluida. Gesekan ini berhubungan dengan fluks momentum karena *gradient* kecepatan. Untuk fluida *incompressible*, properti ini bergantung pada temperatur. Viskositas dinyatakan dalam dua bentuk yaitu:

- 1) Viskositas Dinamis (μ)

Merupakan perbandingan tegangan geser dengan laju perubahannya, besarnya viskositas udara bervariasi

dan dipengaruhi oleh temperatur. Pada kondisi standar (temperatur kamar 20°C) besar viskositas dinamik adalah

$$\mu_{\text{udara}} = 1,81 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

2) Viskositas Kinematik (ν)

Merupakan perbandingan viskositas dinamik (μ) terhadap kerapatan densitas (ρ) :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Viskositas kinematik muncul dalam banyak terapan, misalnya dalam bilangan *reynold* yang tanpa dimensi. ν_{udara} pada temperatur kamar 20°C adalah $1,50 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

2.9.2.2 Densitas

Udara adalah fluida yang memiliki densitas dan viskositas. Densitas (ρ) didefinisikan sebagai massa persatuan volume. Properti ini tergantung pada tekanan (P) dan temperatur (T). Densitas dapat dinyatakan dalam tiga bentuk, yaitu:

1) Densitas Massa

Merupakan perbandingan jumlah massa dengan jumlah volume. Densitas massa dapat dirumuskan dalam bentuk persamaan:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

Dimana: m = massa (kg)
 V = volume (m^3)
 ρ = massa jenis (kg/m^3)

Pada temperatur 20° C densitas udara adalah $1,21 \text{ kg/m}^3$.

2) Berat Spesifik

Didefinisikan sebagai densitas massa dikalikan dengan gravitasi dan dapat dirumuskan dengan

$$\gamma = \rho g$$

Dimana unit berat spesifik N/m^3 . Untuk $\gamma_{\text{udara}} = 11,87 \text{ N/m}^3$.

3) Densitas Relatif (Specific Gravity)

Densitas relatif disebut juga *specific gravity* (SG) yaitu perbandingan antara berat spesifik suatu zat dengan berat spesifik air pada temperatur 4°C . Densitas relatif tidak memiliki satuan.

$$SG = \frac{\gamma_{\text{zat}}}{\gamma_{\text{air}}}$$

2.9.2.3 Bilangan Reynolds

Kondisi aliran *laminar* atau *turbulent* dapat dinyatakan dengan bilangan *Reynolds* untuk aliran *incompressible*. Jenis lapis batas yang terjadi pada aliran udara yang mengalir suatu obyek juga sangat ditentukan oleh bilangan *Reynolds* (Re). Hal ini dapat dijelaskan bahwa dalam lapis batas gaya geser dan gaya inersia sangat penting, sementara bilangan *reynolds* sendiri menggambarkan perbandingan antara gaya inersia terhadap gaya geser.

$$Re = \frac{\text{Gaya inersia}}{\text{Gaya geser}}$$

$$\text{dimana : Gaya Inersia} = \rho \times A = \rho U_{\infty}^2 \cdot L^2$$

$$\text{GayaGeser} = \tau \times A = \left(\frac{\mu U_{\infty}}{L} \right) \cdot L^2$$

Sehingga,

- Untuk aliran eksternal

$$Re = \frac{\rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot L^2}{\left(\frac{\mu \cdot U_{\infty}}{L} \right) \cdot L^2} = \frac{\rho \cdot U_{\infty} \cdot L}{\mu}$$

dimana : ρ : Densitas fluida

U_{∞} : Kecepatan aliran *free stream* fluida

L : Panjang karakteristik yang diukur pada medan aliran, dalam kasus ini digunakan diameter hidrolis, yaitu D_h

μ : Viskositasdinamis fluida

- Untuk aliran internal

Diameter hidrolis (D_h) digunakan untuk perhitungan saluran tak bundar. Diameter hidrolis dapat didefinisikan sebagai

$$D_h = \frac{4A}{P}$$

Dimana : A = Luas penampang
 P = keliling penampang

Sehingga,

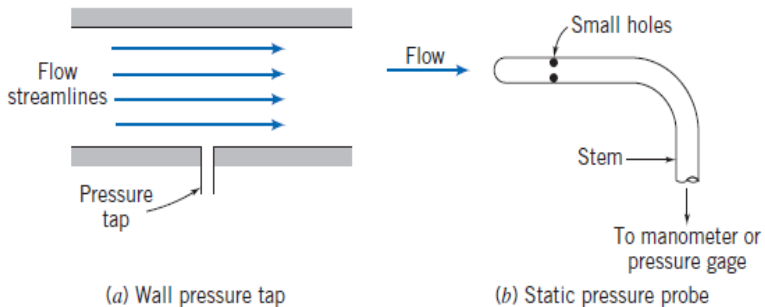
$$Re_h = \frac{\rho \cdot U_{\infty} \cdot D_h}{\mu}$$

2.10 Tekanan Statis, Stagnasi, dan Dinamis

Tekanan P yang digunakan pada persamaan Bernoulli adalah tekanan thermodinamis atau lebih dikenal dengan tekanan statis. Tekanan statis adalah tekanan yang diukur oleh alat ukur yang bergerak bersama-sama aliran dengan kecepatan yang sama. Bagaimanapun juga cara pengukuran

yang demikian sangat sulit dilakukan. Oleh karena itu perlu ada cara yang praktis untuk mengukurnya.

Fluida yang mengalir lurus akan mempunyai *streamlines* lurus pula dan tidak mempunyai variasi tekanan ke arah normal dari aliran *streamlines* tersebut. Kenyataan ini memungkinkan untuk melakukan pengukuran tekanan statis dengan menggunakan *wall pressure tap* yang ditempatkan di daerah dimana aliran *streamlines* lurus, seperti yang terlihat pada gambar 2.9a.



Gambar 2.9 Pengukuran tekanan statis
(sumber : **Fox and McDonald's, 8th edition hal 244**)

Pressure tap adalah sebuah lubang kecil yang dibuat pada dinding dimana axisnya tegak lurus terhadap permukaan dinding. Apabila lubang tersebut tegak lurus terhadap dinding suatu saluran dan bebas dari kotoran, akurasi pengukuran tekanan statis akan dapat diperoleh dengan menghubungkan *pressure tap* dengan suatu alat ukur yang sesuai. Apabila fluida mengalir jauh dari dinding atau bila *streamlines*-nya berbentuk kurva, akurasi pengukuran tekanan statis dapat diperoleh dengan menggunakan *pressure probe*, seperti yang terlihat pada gambar 2.3b. Tekanan stagnasi adalah tekanan yang dapat diukur bila aliran diperlambat sampai

kecepatannya sama dengan nol dengan proses tanpa gesekan. Pada aliran *incompressible*, persamaan Bernoulli dapat digunakan sehubungan dengan perubahan kecepatan dan tekanan sepanjang *streamlines*. Dengan mengabaikan diferensial elevasi, persamaan Bernoulli menjadi :

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{konstan}$$

Bila tekanan statis p pada suatu titik dalam suatu aliran dimana kecepatannya adalah V , maka tekanan stagnasi p_o , dimana kecepatan stagnasi V_o adalah nol, maka :

$$\frac{p_o}{\rho} + \frac{V_o^2}{2} = \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2}$$

dimana $V_o = 0$, sehingga :

$$\frac{p_o}{\rho} = \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2}$$

atau,

$$p_o = p + \frac{1}{2} \rho V^2$$

Persamaan di atas adalah kalimat matematis dari definisi tekanan stagnasi, yang *valid* untuk aliran *incompressible*. Bentuk $\frac{1}{2} \rho V^2$ umumnya disebut tekanan dinamis. Jadi persamaan tekanan dinamis adalah :

$$\frac{1}{2} \rho V^2 = p_o - p$$

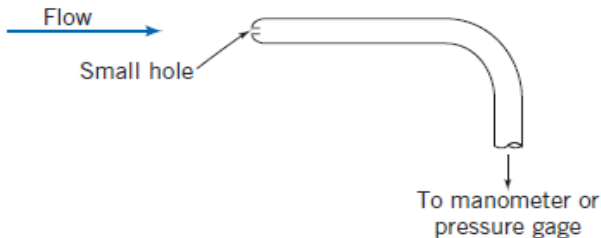
dan kecepatannya adalah :

$$V = \sqrt{\frac{2(p_o - p)}{\rho}} \quad (2.10)$$

(Fox, and Mc. Donald, 8th edition hal 245)

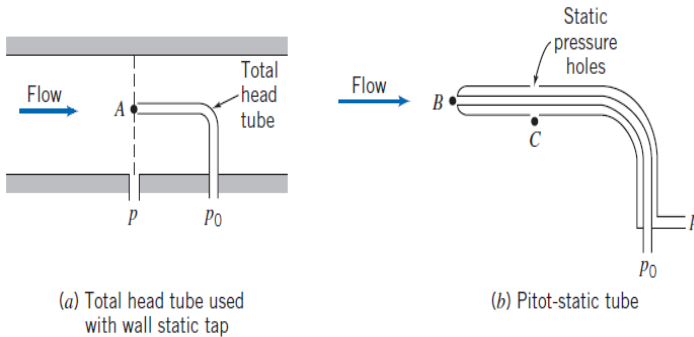
Jadi, bila tekanan stagnasi dan tekanan statis diukur pada suatu titik, maka persamaan kecepatan diatas akan menghasilkan kecepatan aliran lokal.

Tekanan stagnasi dapat diukur dengan menggunakan sebuah *probe* dimana lubangnya langsung berhadapan dengan aliran seperti terlihat pada gambar 2.10. *Probe* ini dikenal dengan nama *stagnation pressure probe* atau *pitot tube*. Daerah pengukurannya juga harus sejajar dengan arah aliran lokal.



Gambar 2.10 Pengukuran tekanan stagnasi
(sumber : Fox, and Mc. Donald, 8th edition hal 245)

Pada gambar 2.10 terlihat bahwa tekanan statis yang sejajar dengan garis di titik A dapat dibaca dari *wall static pressure tap*. Sedangkan tekanan stagnasi dapat diukur langsung pada titik A dengan menggunakan *total head tube*.



Gambar 2.11 Pengukuran Tekanan Stagnasi dan Statis
(sumber : **Fox, and Mc. Donald, 8th edition hal 246**)

Terkadang dua buah *probe* dapat dikombinasikan seperti pada *pitot-static tube*. Tabung bagian dalam digunakan untuk mengukur tekanan stagnasi pada titik B, sedangkan tekanan statis pada titik C dibaca melalui lubang-lubang kecil pada tabung bagian luar. Pada daerah aliran dimana variasi tekanan statis dalam arah *streamwise*-nya kecil, *pitot-static tube* dapat digunakan untuk mencari kecepatan pada titik B, dengan menggunakan persamaan kecepatan di atas dan mengasumsikan $p_b = p_c$.

Perbedaan antara tekanan lokal statik pada setiap titik dalam aliran dengan tekanan statik pada *freestream* bergantung langsung dengan tekanan dinamik pada *freestream*, dan perbandingan ini yang disebut dengan koefisien tekanan atau *pressure coefficient* (C_p).

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2} \rho U^2}$$

(Fluid Mechanics, Fifth Edition, Pijush K.Kundu)

Dimana : P = tekanan *local static* atau tekanan pada kontur

P_{∞} = tekanan statik *freestream*

U = kecepatan *freestream*

2.11 CFD (Computational Fluid Dynamics)

Dengan menggunakan salah satu *software CFD* dapat dibuat *virtual prototype* dari sebuah sistem atau alat yang ingin dianalisis dengan menerapkan kondisi nyata di lapangan.

Software CFD akan memberikan data-data, gambar-gambar, atau kurva-kurva yang menunjukkan prediksi dari performansi keandalan sistem yang telah didesain tersebut. Hasil analisis *CFD* bisa menyajikan prediksi kualitatif dan kuantitatif dari berbagai persoalan dinamika fluida.

2.11.1 GAMBIT (Geometry and Mesh Building Intelligent Toolkit)

Software gambit ini dapat membuat geometri dan membuat *meshing* untuk berbagai macam bentuk, termasuk bentuk-bentuk yang rumit dan tidak beraturan. Pembuatan geometri yang digunakan dalam *software* ini adalah koordinat (x,y). *Meshing* merupakan proses selanjutnya setelah menggambar geometri dimana *meshing* dapat dilakukan dengan berbagai macam bentuk *mesh*, yaitu *mesh* heksahedral terstruktur dan tidak terstruktur, tetrahedral, piramid, dan prisma. Selain itu, pada *software Gambit* ini juga dapat dilakukan pengecekan kualitas *mesh* sesuai dengan standar yang kita inginkan. Semakin kecil kualitas *meshing* yang dibuat maka semakin akurat data yang di peroleh. Tahap pemodelan terakhir pada *Gambit* adalah proses penentuan jenis kondisi batas. *Mesh* yang telah dibuat pada *Gambit* dapat diekspor ke semua *solver Fluent*. *Software* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *Gambit 2.2.30*.

2.11.2 FLUENT

Fluent adalah satu jenis program *CFD* yang menggunakan metode volume hingga (*finite volume*). *Fluent* menyediakan fleksibilitas *mesh* yang lengkap, sehingga dapat menyelesaikan kasus aliran fluida dengan *mesh* (*grid*) yang tidak terstruktur sekalipun dengan cara yang relatif mudah. Jenis *mesh* yang didukung oleh *Fluent* adalah tipe 2D (*two dimension*) *triangular-quadrilateral*, 3D (*three-dimension*) *tetrahedral-hexahedral-pyramid-wedge*, dan *mesh* campuran (*hybrid*). *Fluent* juga memungkinkan penggunaannya untuk memperhalus atau memperbesar *mesh* yang sudah ada. Beberapa kelebihan *Fluent* yaitu mudah untuk digunakan, model yang realistis (tersedia berbagai pilihan *solver*), diskritisasi atau *meshing* model yang efisien (dalam *Gambit*), cepat dalam penyajian hasil (bisa dengan paralel komputer), dan visualisasi yang mudah untuk dimengerti. Aplikasi *Fluent* di dalam dunia industri, sering digunakan untuk desain dari suatu sistem fluida, dan juga untuk mencari sumber atau analisis kegagalan suatu sistem fluida. *Software* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *Fluent 6.3.26*.

2.11.2.1 Grid Independensi

Dari penelitian terdahulu agar melakukan *CFD* simulasi dengan sukses perlu memperhatikan *grid* independensi. Salah satu cara agar dapat menguji *grid* independensi adalah dengan melakukan *adapt*. *Grid* independensi sendiri adalah solusi yang konvergen yang ditentukan dari perhitungan *CFD* yang tidak dipengaruhi oleh besar kecilnya *grid*. Apabila dengan meningkatkan jumlah dari sel maka kemungkinan tidak akan mengubah *flow-field solution* dan *integrated quantities*. Didalam prakteknya *grid* independensi diindikasikan dengan menghaluskan *mesh* sehingga hal tersebut dapat mengubah solusi numerik. Oleh karena itu dengan

adapt dapat kita ketahui beberapa bagian *mesh* saja yang harus lebih dihaluskan agar tidak mengubah solusi numerik.

2.11.2.2 Formulasi Solver

Di dalam *Fluent* tersedia tiga formulasi *solver*, yaitu *segregated*, *coupledimplisit*, dan *coupledeksplisit*. Ketiga formulasi tersebut menghasilkan solusi yang akurat untuk berbagai jenis kasus, tetapi pada beberapa kasus tertentu salah satu formulasi mungkin dapat menghasilkan solusi yang lebih cepat daripada yang lain.

Formulasi *solver segregated* menyelesaikan persamaan-persamaan pada suatu kasus secara bertahap, sedangkan pada *solver coupled* menyelesaikan semua persamaan secara bersamaan. Kedua formulasi *solver* tersebut menyelesaikan persamaan untuk besaran-besaran tambahan (misalnya, radiasi, turbulensi) secara bertahap. *Solver coupled* implisit dan eksplisit mempunyai perbedaan pada cara melinierkan persamaan-persamaan yang akan diselesaikan.

Secara umum, *solver segregated* banyak digunakan untuk kasus dengan fluida inkompresibel dan kompresibel dengan kecepatan aliran rendah sampai menengah (bilangan $Mach < 1$). Adapun *solver coupled* pada dasarnya didesain untuk kasus fluida kompresibel dengan kecepatan tinggi (bilangan $Mach \geq 1$).

2.11.2.3 Penentuan Model

Pada *Fluent* terdapat beberapa model dan persamaan dasar yang dapat dipilih sesuai dengan kasus yang akan dianalisis. Persamaan-persamaan tersebut meliputi model multifasa, persamaan energi, model viskos, model spesies *transport* dan reaksi, model fasa diskrit, model pembekuan dan peleburan, dan model akustik. Pada topik kali ini akan

dibahas lebih lanjut mengenai persamaan energi dan model viskos.

Secara garis besar, model *turbulent* dapat didekati dengan dua pendekatan, yaitu berdasarkan *Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS)* dan berdasarkan *Large Eddy Simulation (LES)*. Sebelum menentukan model viskos, harus ditentukan terlebih dahulu apakah aliran fluida yang akan disimulasikan termasuk dalam aliran *laminar* atau *turbulent* dengan menghitung bilangan *Reynolds* terlebih dahulu. Apabila termasuk aliran *turbulen*, maka *Fluent* menyediakan beberapa model turbulensi, yaitu model *Spalart - Allmaras*, model *k-epsilon* ($k - \epsilon$) Standart, *k - ϵ Renormalization group* (RNG $k - \epsilon$), *k - ϵ Realizable*, model *k - ω Standart*, *k- ω Shear Stress Transport (SST)*, model *Reynoldsstress (RSM)*, dan model *Large Eddy Simulation (LES)* khusus 3D.

Dari pemodelan-pemodelan tersebut, pemodelan turbulensi yang baik dalam memprediksi tekanan statis dinding adalah pemodelan *k - ϵ Realizable*. Hal ini dikarenakan *error* yang terjadi pada model tersebut adalah paling kecil, sehingga dapat dikatakan lebih akurat dibandingkan pemodelan lain untuk mendeskripsikan tekanan statis. Model *realizable k-epsilon* merupakan pengembangan model yang relatif baru dan berbeda dengan model *k-epsilon* dalam dua hal, yaitu:

- Pada model *realizable k-epsilon* terdapat formulasi baru untuk memodelkan viskositas *turbulen*.
- Sebuah persamaan untuk *epsilon* telah diturunkan dari persamaan untuk menghitung fluktuasi vortisitas rata-rata.

Istilah *realizable* mempunyai arti bahwa model tersebut memenuhi beberapa batasan matematis pada bilangan *Reynolds*, konsisten dengan bentuk fisik aliran *turbulen*. Kelebihan dari model *realizable k-epsilon* adalah lebih akurat untuk memprediksikan laju penyebaran fluida dari pancaran jet/nozel. Model ini juga memberikan performa yang bagus

untuk aliran yang melibatkan putaran, lapisan batas yang mempunyai gradien tekanan yang besar, separasi, dan resirkulasi. Salah satu keterbatasan model *realizable k-epsilon* ialah terbentuknya viskositas *turbulen* non fisik pada kasus dimana domain perhitungan mengandung zona fluida yang diam dan berputar (*multiple reference frame, sliding mesh*).

2.11.2.4 Penentuan Kondisi Batas

Untuk mendefinisikan suatu kasus, harus dimasukkan informasi pada variabel aliran pada domain kasus tersebut, antara lain fluks massa, momentum, energi, dan lain-lain. Informasi tersebut salah satunya harus dimasukkan dalam kondisi batas (*boundary condition*). Penentuan kondisi batas melibatkan beberapa hal, yaitu:

- mengidentifikasi lokasi kondisi batas, misalnya sisi masuk, sisi keluar, dinding, dan lain-lain;
- memasukkan informasi/data pada batas yang telah ditentukan.

Data yang diperlukan (*input*) pada kondisi batas merupakan data yang sudah diketahui atau data yang dapat diasumsikan. Tetapi asumsi data tersebut harus diperkirakan mendekati yang sebenarnya. *Input* data yang salah pada kondisi batas akan sangat berpengaruh terhadap hasil simulasi. Kondisi batas yang terdapat pada *Fluent* sebagai berikut:

- Umum: *pressure inlet, pressure outlet*
- Aliran inkompresibel: *velocity inlet, outflow*
- Aliran kompresibel: *mass flow inlet, pressure far-field*
- Spesial: *inlet vent, outlet vent, intake fan, exhaust fan*
- Sisi ganda (*doublesided*): *fan, interior, porous jump, radiator*
- Lain-lain: *wall, symmetry, periodic, axis*

Pada pembahasan kali ini akan dibahas lebih lanjut mengenai *velocity inlet*, *outflow*, dan *wall*.

a) *Velocity Inlet*

Kondisi batas *velocity inlet* digunakan untuk mendefinisikan kecepatan aliran dan besaran skalar lainnya pada sisi masuk aliran. Kondisi batas ini hanya digunakan untuk aliran inkompresibel. Metode spesifikasi kecepatan yang ada pada kondisi batas ini adalah:

- Komponen (*Components*)
- Besar/nilai kecepatan, tegak lurus terhadap batas (*Magnitude, normal to boundary*)
- Besar/nilai kecepatan dan arah (*Magnitude & direction*)

b) *Outflow*

Kondisi batas ini digunakan apabila data aliran pada sisi keluar tidak diketahui sama sekali. Data pada sisi keluar diekstrapolasi dari data yang ada pada aliran sebelum mencapai sisi keluar. Tidak perlu dimasukkan data apapun pada kondisi batas ini. Keterbatasan kondisi batas *outflow* adalah:

- Hanya dapat dipakai jika aliran pada sisi keluar adalah aliran berkembang penuh (*fully developed*).
- Hanya dapat dipakai untuk aliran inkompresibel.
- Tidak dapat digunakan bersamaan dengan kondisi batas *pressure inlet*, harus menggunakan kondisi batas *velocity inlet* pada sisi masuk.
- Tidak dapat digunakan untuk aliran transien dan massa jenis yang tidak konstan sepanjang aliran.
- Tidak dapat digunakan untuk kasus yang mengalami aliran balik pada sisi keluarnya, karena persamaan yang digunakan untuk mengekstrapolasi data pada aliran mengasumsikan aliran yang terjadi pada sisi keluar adalah aliran berkembang penuh yang tidak mungkin terjadi aliran balik. Oleh karena itu apabila

hendak dipakai kondisi batas *outflow*, harus dipastikan terlebih dahulu bahwa lokasi kondisi batas tersebut telah berada pada daerah aliran berkembang penuh

c) *Wall*

Kondisi batas ini digunakan sebagai dinding untuk aliran fluida dalam saluran atau dapat disebut juga sebagai dinding saluran. Kondisi batas ini digunakan juga sebagai pembatas antara daerah fluida (cair dan gas) dan padatan. Pada aliran viskos, kondisi *no slip* yang terjadi pada dinding sebagai berikut:

- Kecepatan tangensial fluida pada dinding sama dengan kecepatan dinding, jadi apabila dindingnya tidak bergerak maka kecepatan tangensial fluida pada dinding sama dengan nol.
- Komponen arah normal kecepatan fluida pada dinding sama dengan nol.
- Tegangan geser yang terjadi antara dinding dan fluida dapat ditentukan.

Apabila persamaan energi diaktifkan, maka pada dinding terdapat beberapa tipe fungsi kondisi termal antara lain *heatflux*, temperatur, konveksi, dan radiasi. Kekasaran permukaan dinding dapat ditentukan apabila menggunakan model viskos *turbulent*. Dinding juga dapat dibuat bergerak secara translasi atau berputar dengan menentukan kecepatan putar atau translasi dinding.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pada tugas akhir saya ini, digunakan metode numerik dengan *software Fluent 6.3.26*. Pada metode numerik ini ada tiga tahapan utama yang harus dilakukan, antara lain: *preprocessing*, *solving*, atau *processing* dan *postprocessing*.

3.1 *Preprocessing*

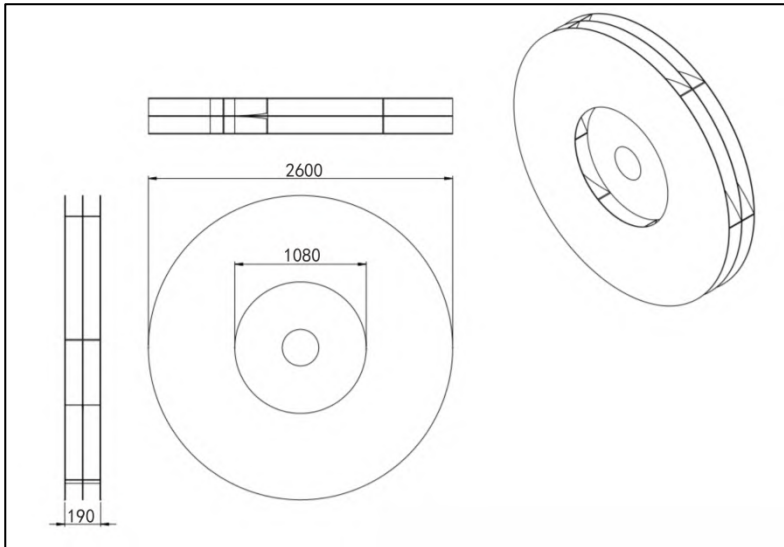
Preprocessing merupakan langkah pertama dalam membangun dan menganalisa sebuah model komputasi (*CFD*). Tahapan ini meliputi beberapa sub-tahapan antara lain: pembuatan geometri, penentuan domain, pembuatan *meshing* dan penentuan parameter-parameter yang digunakan.

3.1.1 Geometri Forced draft fan

Pembuatan Forced Draft Fan ini menggunakan *software Gambit*. Adapun geometri dan dimensi adalah sebagai berikut :

a. Geometri Force Draft Fan (diameter $D_2 = 2600\text{mm}$)

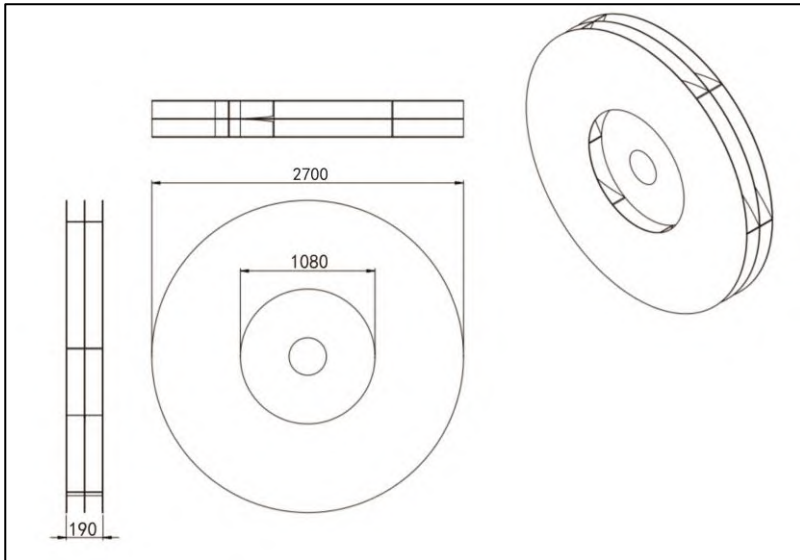
Inlet Diameter impeller (D_1)	= 1080 mm
Outlet Diameter impeller (D_2)	= 2600 mm
Inlet Width impeller (b_1)	= 280 mm
Outlet Width impeller (b_2)	= 190 mm
Speed (n)	= 980 rpm
Design Pressure (p)	= 107205.307 Pa
Tebal Blade	= 5 mm



Gambar 3.1 Geometri Blade Forced Draft Fan ($D_2=2600\text{mm}$)

b. Geometri Force Draft Fan (diameter $D_2= 2700\text{mm}$)

Inlet Diameter impeller (D_1)	= 1080 mm
Outlet Diameter impeller (D_2)	= 2700 mm
Inlet Width impeller (b_1)	= 280 mm
Outlet Width impeller (b_2)	= 190 mm
Speed (n)	= 980 rpm
Design Pressure (p)	= 107205.307 Pa
Tebal Blade	= 5 mm



Gambar 3.2 Geometri Blade Forced Draft Fan ($D_2 = 2700\text{mm}$)

3.1.2 Pemodelan Tiga Dimensi

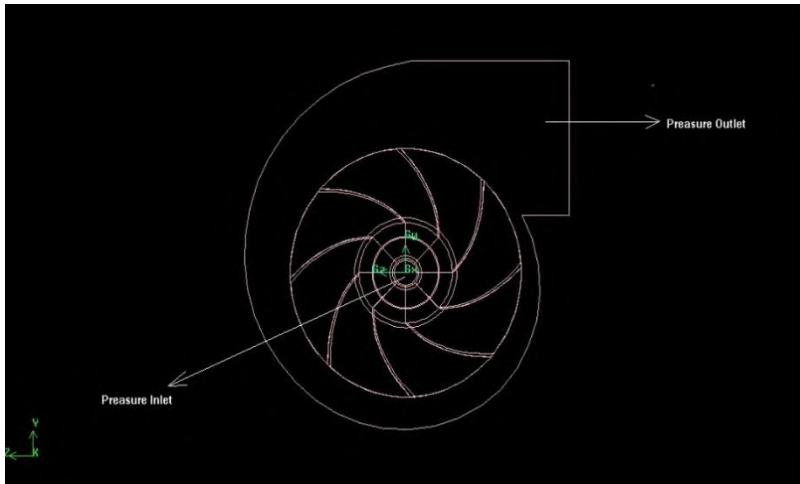
Proses pembuatan model blade tiga dimensi ini dilakukan menggunakan *software Gambit 2.4.30*, berikut adalah langkah-langkah yang dilakukan pada *software* tersebut.

a. Membuat model geometri

Menggambar model uji berupa Centrifugal Fan dengan dimensi yang telah ditentukan dan dengan memodelkan sudut β_1 sebesar 45° dan β_2 sebesar 33.5° dengan sedikit merubah diameter outlet impeller (D_2) dengan 2 variasi menjadi 2600mm dan 2700mm.

b. Membuat model domain

Menentukan dimensi domain dalam pemodelan *numeric* yang nantinya menjadi batasan pada *software fluent 6.3.26*. Berikut adalah gambar domain yang digunakan untuk pemodelan:



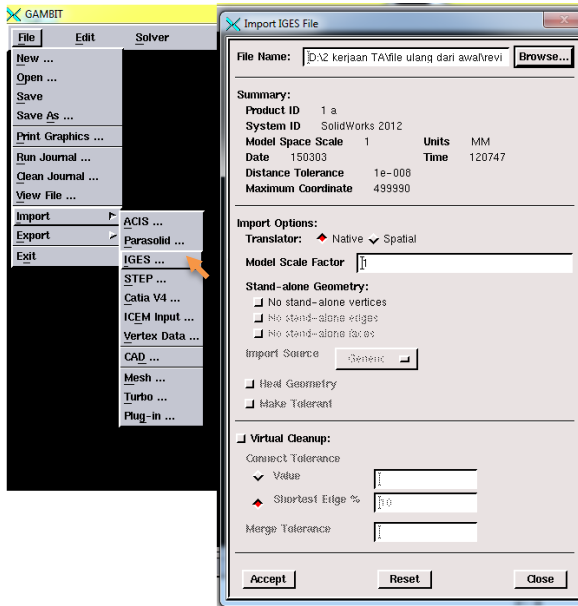
Gambar 3.3 Domain pemodelan FD Fan & *boundary* batas

3.1.3 *Meshing*

Bidang atau volum yang diisi oleh fluida dibagi menjadi sel-sel kecil (*meshing*) sehingga kondisi batas dan beberapa parameter yang diperlukan dapat diaplikasikan kedalam elemen-elemen kecil tersebut. Untuk pemodelan 3D dipilih *hex/wedge* dengan type *Cooper*.

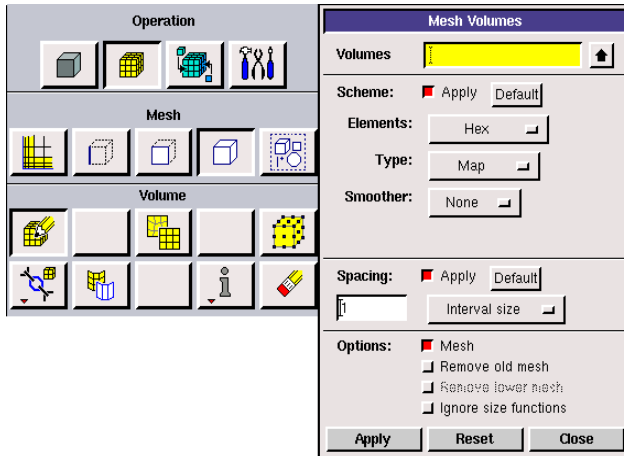
Untuk pembuatan *meshing* pada gambit, geometri 3D pada *solidworks* disimpan dalam format *IGES.igs*. Hal ini dimaksudkan untuk memudahkan dalam pembuatan geometri di gambit nanti. Dengan format IGS nantinya hanya tinggal meng-import saja. Berikut langkah-langkah pembuatan *meshing* pada Gambit:

1. Mengklik File → Import → IGES, kemudian pilih *browse* untuk mencari file yang akan di-import ke gambit. Sehingga pada Gambit akan muncul tampilan seperti berikut:

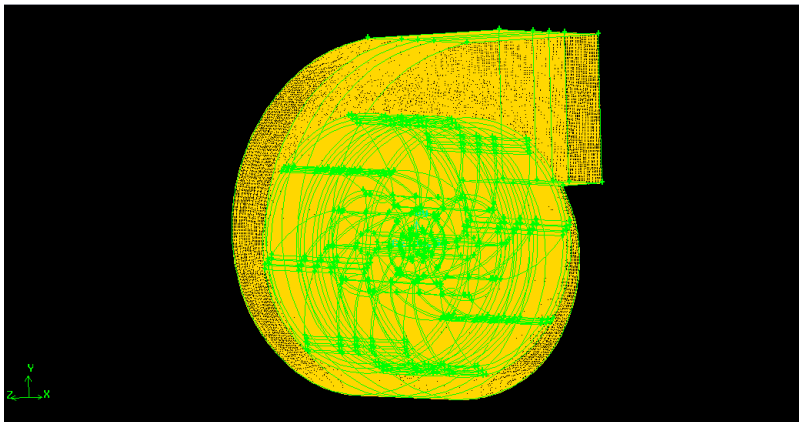


Gambar 3.4 *Import geometri pada Gambit*

2. Membuat geometri setelah itu mengubah surface elemen menjadi bagian – bagian kecil (membuat *meshing*) dengan sebelumnya menjadikan geometri gambar menjadi sebuah *face* (ditandai dengan warna garis berwarna biru muda). Setelah itu dilakukan *subtract* pada forced draft fan .
3. Membuat *interval mesh* (klik menu operation *mesh-mesh edge*) yang kemudian di *meshing* pilih sub menu *mesh volume* jika ingin melakukan *mesh* volume, pilih sub menu *mesh face* jika ingin melakukan *mesh* permukaan dan pilih sub menu *mesh edge* jika ingin melakukan *mesh* garis. Umumnya dilakukan *mesh* garis terlebih dahulu lalu *mesh* permukaan dan terakhir dilakukan *mesh* volume agar didapatkan hasil *meshing* seperti yang diinginkan.



Gambar 3.5 Menu *Meshing*

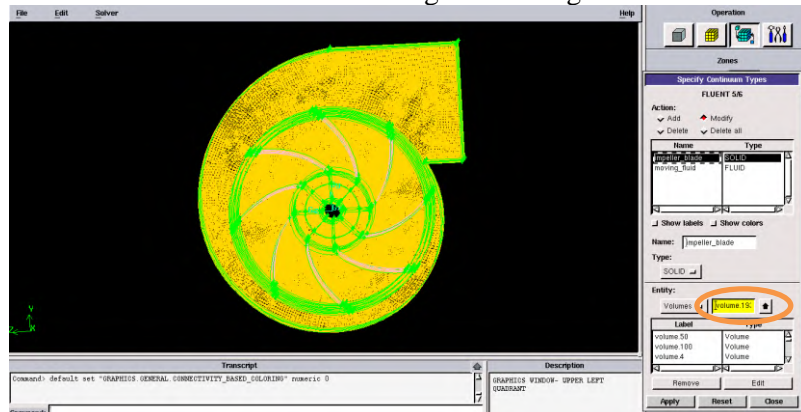


Gambar 3.6 Hasil *Meshing 3D*

4. Pemberian kondisi batas pada *Gambit*

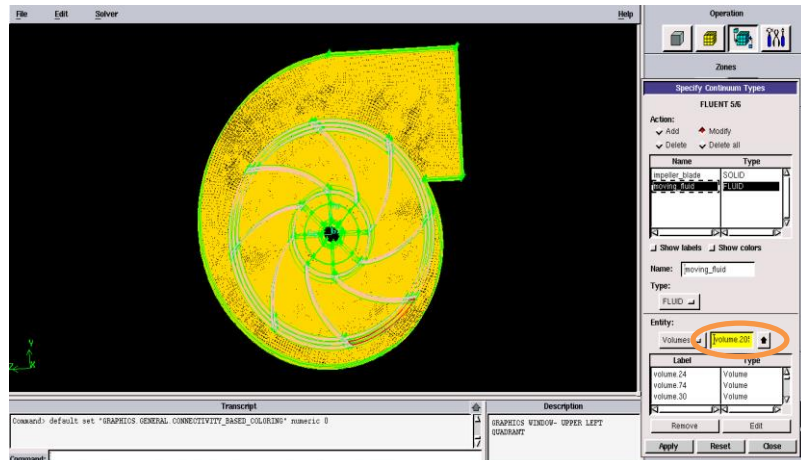
Pendefinisian ini dilakukan karena *meshing* pada semua bidang akan disimulasikan sebagai fluida udara yang mengalir arah kordinat Y positif menuju kordinat Y negatif. Serta akan mempermudah analisa *software Fluent* saat di operasikan model uji

tersebut. Berikut merupakan langkah membuat model uji yang mendefinisikan kondisi batas bidang *mesh* sebagai fluida udara.



Gambar 3.7 Daerah batas Solid untuk Blade Impeller

Untuk Impeller Blade kondisi batas berupa solid, hal ini dikarenakan *Boundary Condition* nya berupa *moving by frame*.



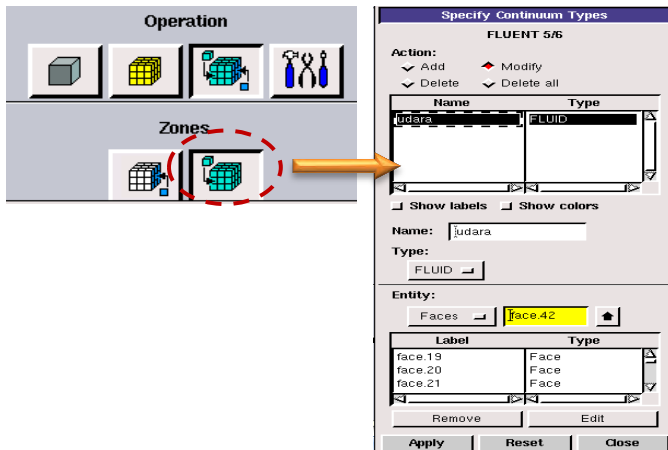
Gambar 3.8 Daerah batas fluida udara pada Volute

Pada saat memilih batas *outlet* sebagai *control volume* yang perlu diperhatikan adalah pemilihan tipe *outflow*, karena

pada tipe *outlet* harus disesuaikan pemilihan di daerah *inlet*. pemilihan ini juga akan mempengaruhi arah distribusi kecepatan pada saat di operasikan pada *softwareFluent*.

5. Mendefinisikan kondisi batas semua bidang *mesh* sebagai fluida udara.

Pendefinisian ini dilakukan karena *meshing* pada semua bidang akan disimulasikan sebagai fluida udara yang mengalir arah koordinat Z positif menuju ordinat Z negatif. Serta akan mempermudah analisa *software Fluent* saat di operasikan model uji tersebut. Berikut merupakan langkah membuat model uji yang mendefinisikan kondisi batas bidang *mesh* sebagai fluida udara.

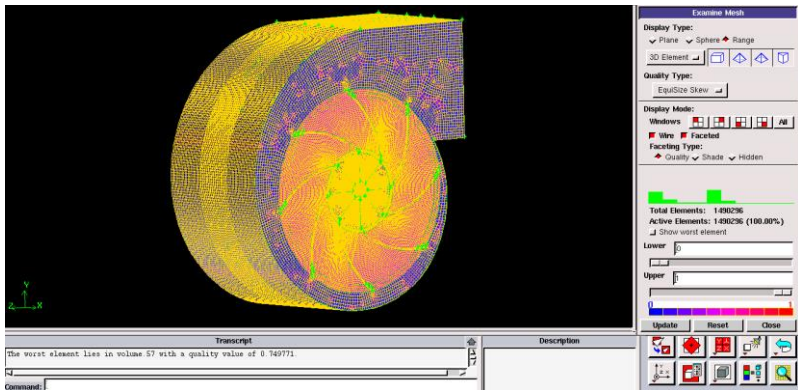


Gambar 3.9 Menu pemilihan *mesh* yang didefinisikan sebagai fluida udara

6. Kualitas Mesh

Cek kualitas *mesh* untuk memeriksa kualitas meshing pada meshing 3 dimensi yang telah dibuat pada gambit. Dimana kualitas *mesh* ≤ 0.9 . Kualitas *mesh* ini tergantung pada 2 *skew element* pada *software gambit* yaitu *Equiangle Skew* yaitu kualitas mesh berdasarkan sudut yang dibuat pada masing-masing elemen *mesh* yang ditentukan dengan persamaan tertentu pada *gambit*, yang kedua yaitu *Equisize Skew* yaitu

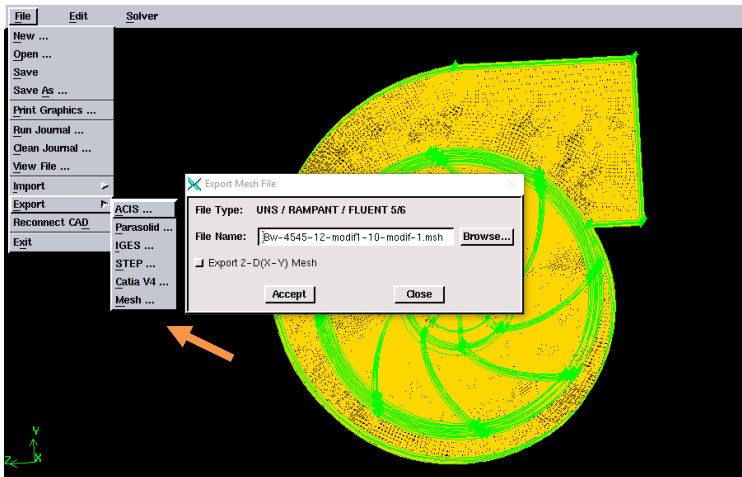
kualitas *mesh* yang tergantung pada ukuran yang dihasilkan pada masing-masing elemen *mesh* sebagai contoh jika ditentukan *interval meshing* 0.1 maka elemen yang hasilnya jauh dari 0.1 termasuk hasil meshing yang buruk.



Gambar 3.10 Cara mengetahui kualitas *meshing*

7. Meng-export file kerja GAMBIT

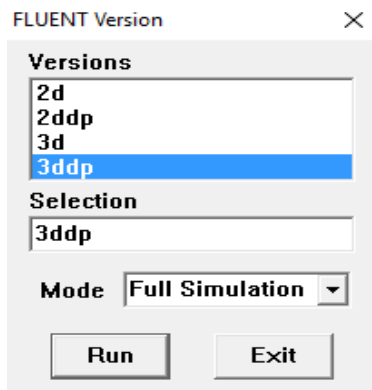
Langkah ini dimaksudkan agar bentuk geometri *meshing* yang telah dibuat pada *software GAMBIT* dapat dioperasikan oleh *software Fluent*. Untuk itu file yang telah dibuat dalam *software GAMBIT* harus di export ke file type: *.msh*.



Gambar 3.11 meng-export ke filetype .msh

3.1.4 Parameter Pemodelan

Pada pemodelan karakteristik fluida ini akan menggunakan salah satu *software* analisis komputasi fluida dinamik atau *Computational Fluid Dynamic (CFD)*. *Gambit 2.2.30* dan *Fluent 6.3.26* merupakan salah satu program dari *CFD*.

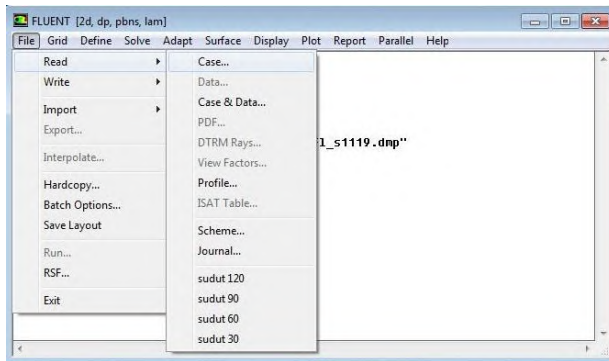


Gambar 3.12 Menu bar pada start-up software Fluent

Langkah-langkah pemodelan numerik menggunakan *software Fluent 6.3.26* :

1. *Grid*

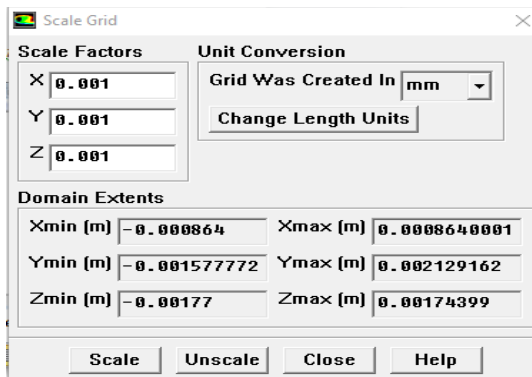
Langkah ini dilakukan dengan mengimport *grid* yang telah dibuat pada *software Gambit 2.2.46*



Gambar 3.13 Meng-import grid pada *Fluent 6.3.26*

2. *Scale*

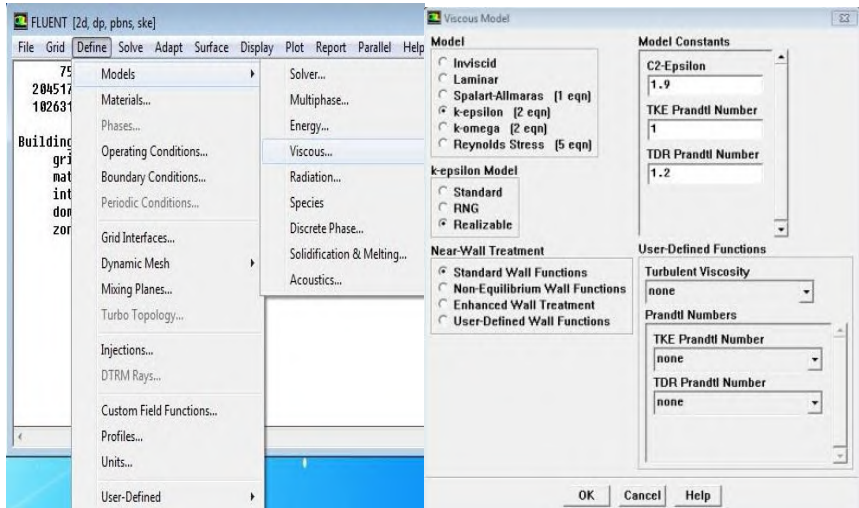
Merubah skala dimensi model dari *Gambit* ke mm.



Gambar 3.14 Merubah skala satuan pada *Fluent*

3. Models

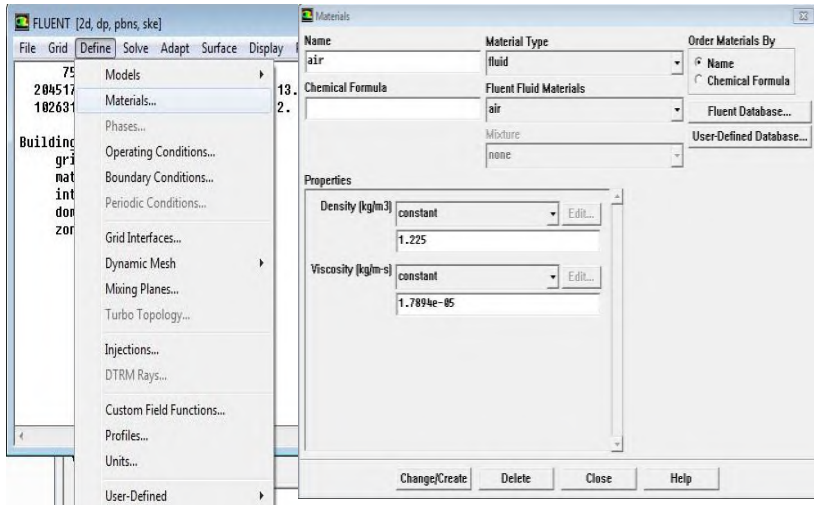
Sebelum menentukan model *viscous*, harus ditentukan terlebih dahulu apakah aliran yang disimulasikan termasuk aliran laminar atau turbulen. Dalam kasus ini digunakan model *k-epsilon* dengan *Realizable* karena diharapkan hasil yang diperoleh akurat dalam memprediksi laju penyebaran fluida.



Gambar 3.15 Pemilihan *models* pada *Fluent 6.3.26*

4. Materials

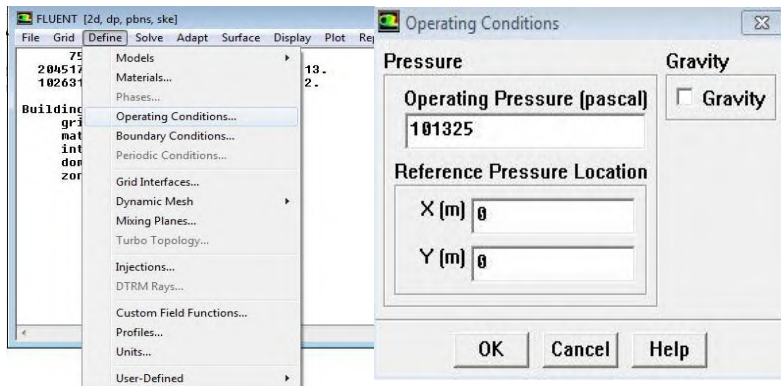
Langkah yang paling penting dalam pemodelan di *Fluent 6.3.26* adalah mendefinisikan sifat fisik material. Pada *form material* terdapat data-data properti dan material yang harus dimasukkan. Dalam hal ini material yang digunakan adalah udara dengan *density* $1,225 \text{ kg/m}^3$ dan *viscosity* $1,7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$.



Gambar 3.16 Penentuan *materials* pada *Fluent 6.3.26*

5. *Operating Conditions*

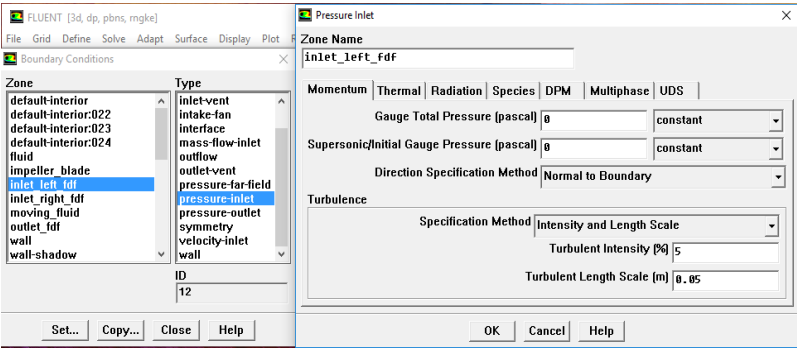
Merupakan perkiraan kondisi yang diberikan pada kondisi pengoperasian STP (Standart, Temperature and Pressure) berupa tekanan di sekitar Forced Draft Fan yaitu 101325 Pa.



Gambar 3.17 Penentuan *operating conditions* pada *Fluent*

6. *Boundary Conditions*

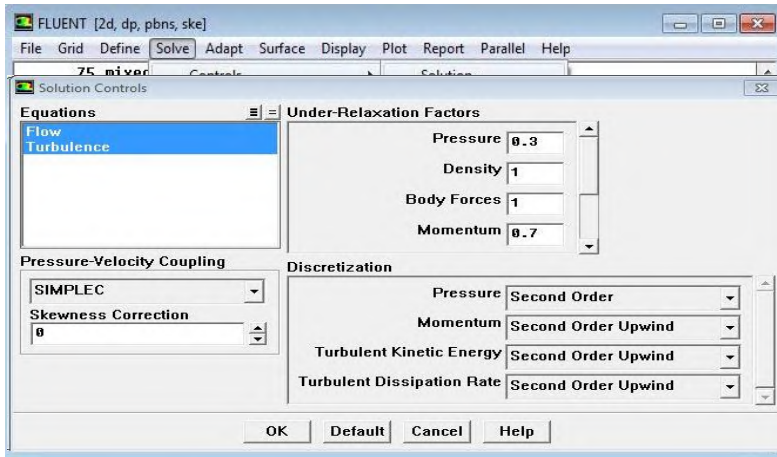
Merupakan penentuan kondisi batas melibatkan beberapa hal, yaitu dengan pemberian beban kecepatan, tekanan maupun pemberian kondisi batas turbulensi pada *inlet*, *outlet* serta kondisi pada *wall*. Pada kondisi batas *inlet* adalah pressure inlet sebesar 1atm (tekanan absolut) dan pada kondisi batas *outlet* adalah *outflow*. Kondisi pada batas dinding atas dan bawah adalah *wall* termasuk seluruh udu impeller dari Forced Draft Fan.



Gambar 3.18 Penentuan *Boundary condition* pada *Fluent 6.3.26*

7. *Solution*

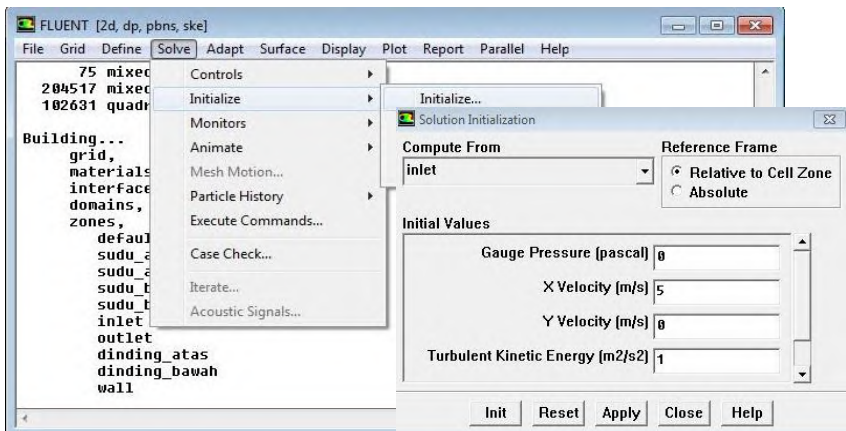
Solusi pada pemodelan ini adalah menggunakan *simplec* (karena dapat mempercepat konvergensi untuk kasus yang sederhana) dan diskritisasinya menggunakan *second order*, *second order upwind*.



Gambar 3.19 Pemilihan *solution* pada *Fluent* 6.3.26

8. *Initialize*

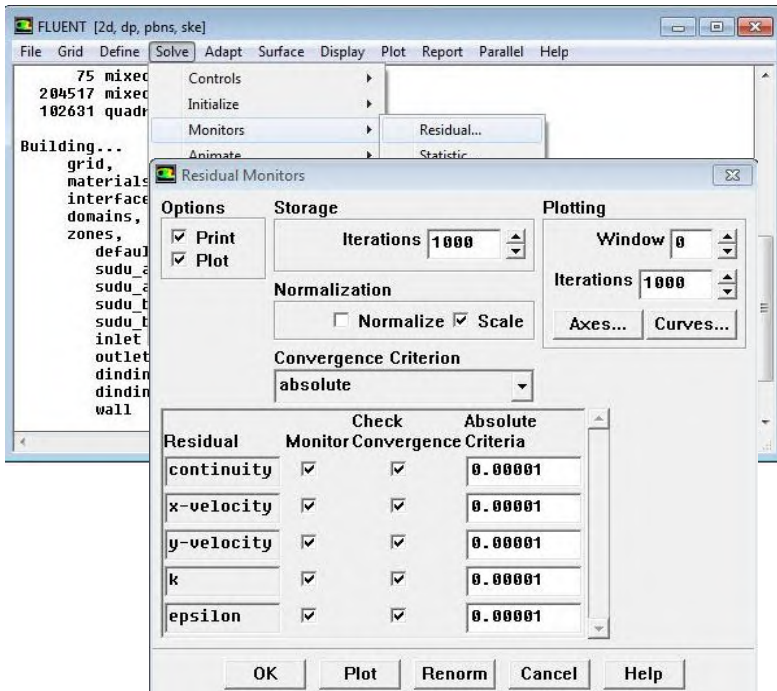
Proses *iterate* memerlukan *initialize* (tebakan awal) sebelum memulai perhitungan agar memudahkan konvergen.



Gambar 3.20 *Initialize* pada *Fluent* 6.3.26

9. Monitor Residual

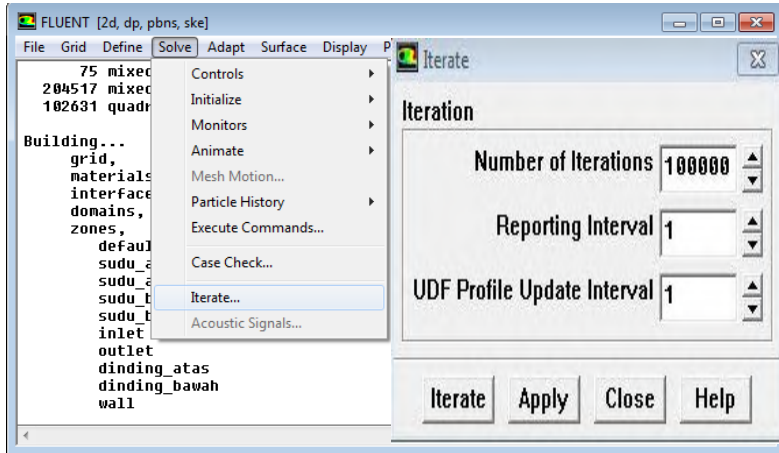
Menentukan kriteria konvergensi, dalam hal ini iterasi hingga mencapai harga 10^{-5} , artinya *convergence criterion* yang diinginkan. *Convergence criterion* ditetapkan sebesar proses iterasi dinyatakan telah konvergen setelah residualnya mencapai harga di bawah 10^{-5} .



Gambar 3.21 Monitor residual pada *Fluent 6.3.26*

10. Iterasi

Menentukan kriteria konvergensi (tebakan awal dari hasil iterasi) pada *Fluent 6.3.26*.



Gambar 3.22 Iterasi pada *Fluent 6.3.26*

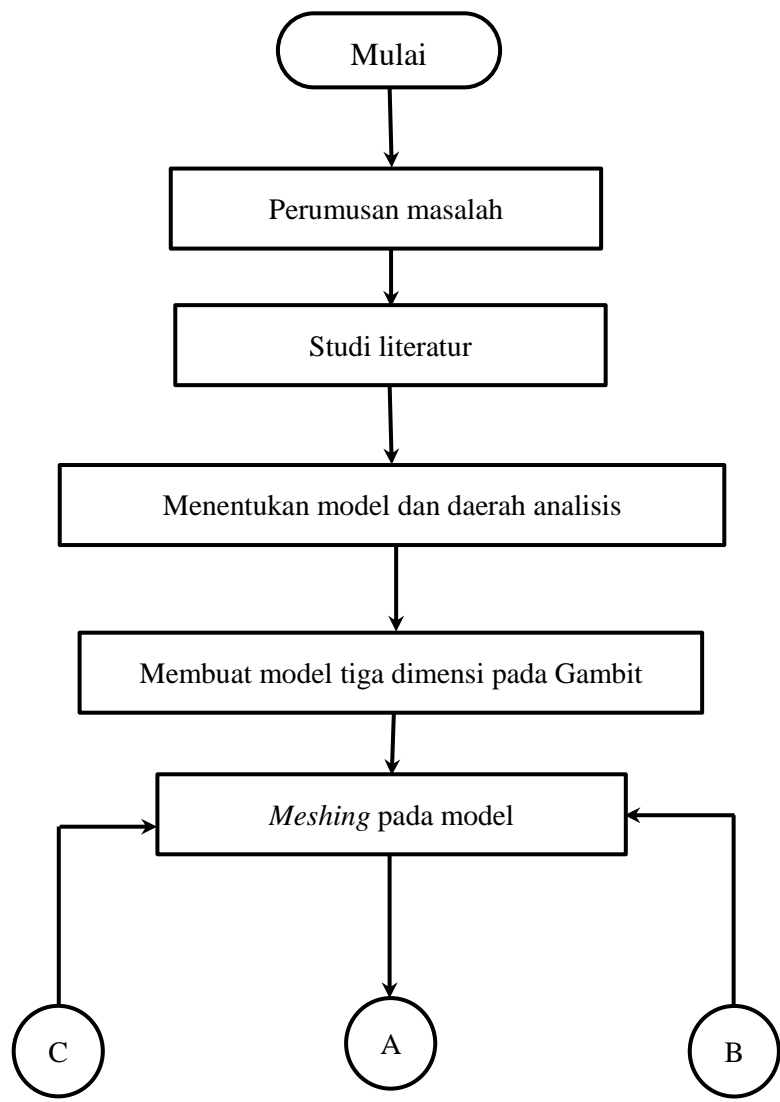
3.2 Processing atau Solving

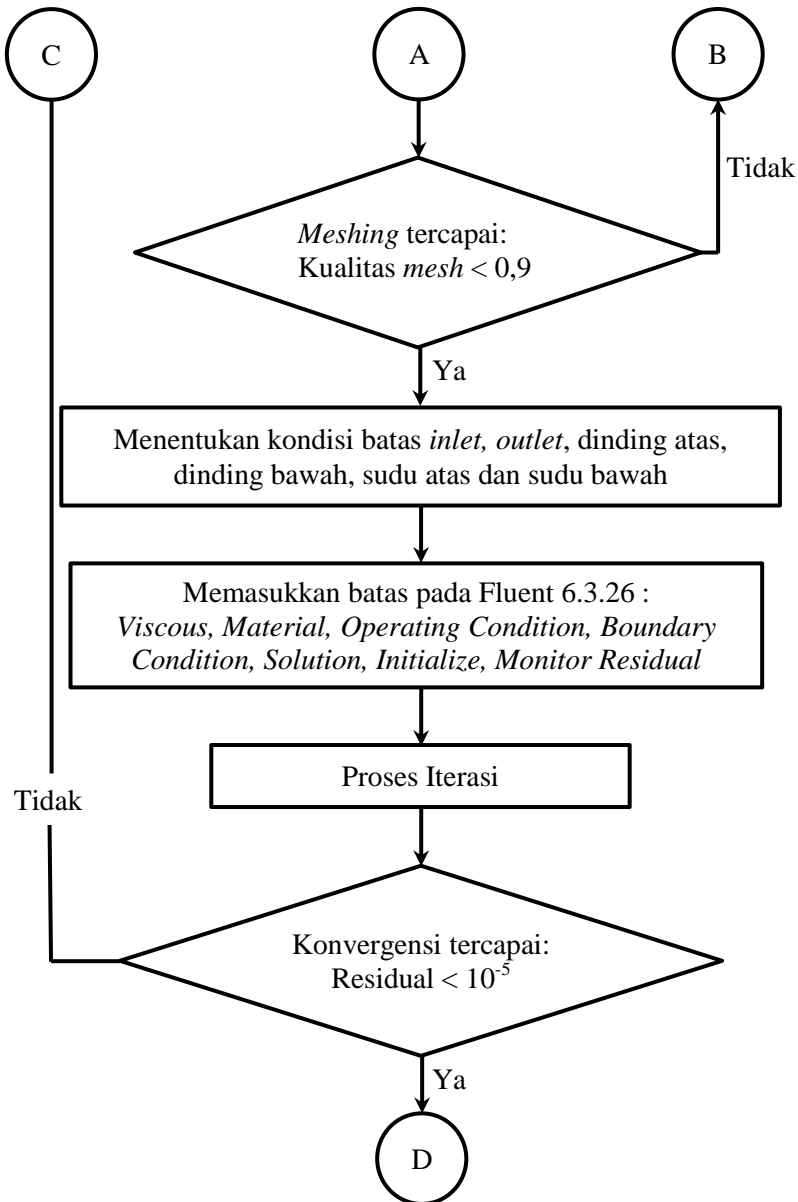
Dengan bantuan *software fluent 6.3.26*, kondisi-kondisi yang telah ditetapkan pada saat *preprocessing* akan dihitung (diiterasi). Jika kriteria konvergensi tercapai dengan kriteria konvergensi 10^{-5} , maka tahapan dilanjutkan pada *postprocessing* dan jika tidak tercapai tahapan akan mundur ke belakang pada tahapan pembuatan *meshing*.

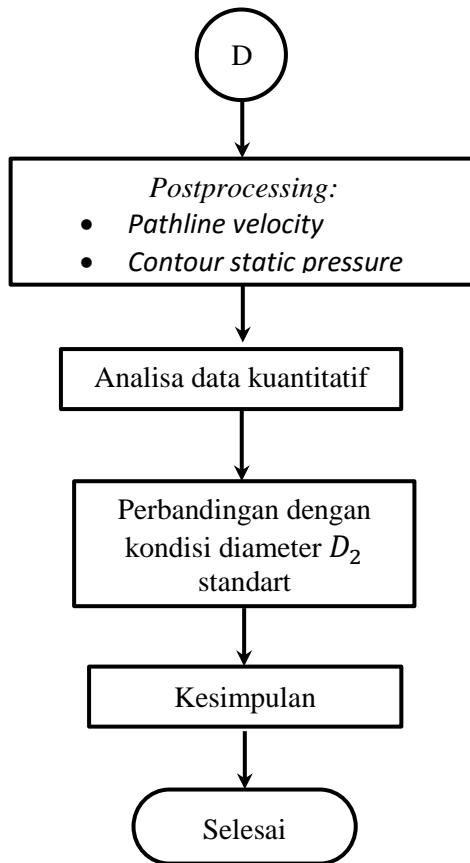
3.3 Postprocessing

Postprocessing merupakan penampilan hasil serta analisa terhadap hasil yang telah diperoleh berupa data kualitatif dan data kuantitatif. Data kuantitatif berupa distribusi koefisien tekanan, koefisien *drag* dan koefisien *lift*. Sedangkan data kualitatif berupa visualisasi aliran dengan menampilkan *pathlines* berupa *velocity magnitude*.

3.4 Diagram Alir (*Flowchart*) Metode Penelitian







Gambar 3.23 Diagram alir penelitian

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

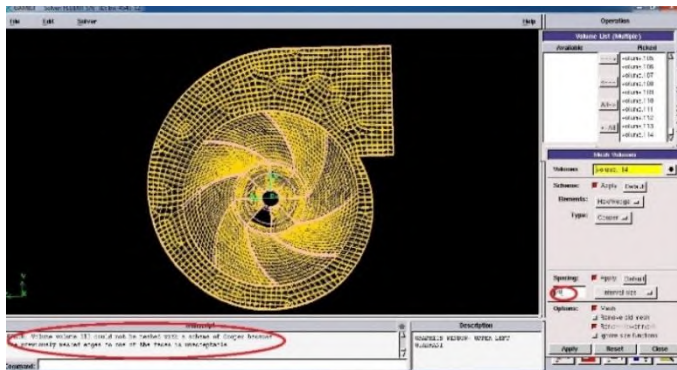
Pada bab ini dibahas analisa hasil simulasi numerik, proses pengamatan dilakukan pada karakteristik aliran fluida yang melintasi sisi inlet dan sisi outlet force draft fan dengan variasi dimensi D_2 2600mm dan 2700mm. Analisa karakteristik aliran fluida dilakukan melalui pemodelan numerik 3D dengan pengujian menggunakan *software Fluent 6.3.26*, untuk mendapatkan *contour of pressure, velocity vector, pathlines of velocity*. Sehingga dapat dilakukan analisa distribusi tekanan, analisa distribusi kecepatan dan *flow rate*.

4.1 Meshing's Grid Value

Pada simulasi ini digunakan *interval mesh* 0.1 dikarenakan banyak pertimbangan yaitu kemampuan PC/*Hardware* dan kualitas *mesh* metode yang digunakan dalam menentukan *interval mesh* pada simulasi ini adalah metode *trial and error* ada beberapa *interval mesh* yang pernah digunakan dan tidak bisa digunakan karena beberapa sebab, diantaranya sebagai berikut

1. Interval Mesh 0.5

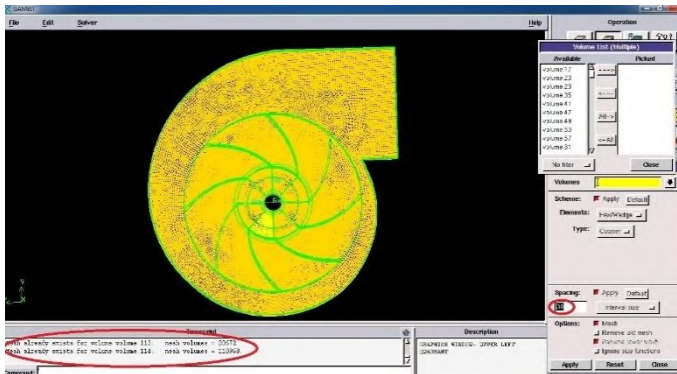
Pada *interval mesh* 0.5 tidak bisa digunakan dikarenakan *interval mesh* terlalu besar dibandingkan dengan luas face seperti gambar berikut



Gambar 4.1 *Interval mesh 0.5*

2. Interval Mesh 0.1

Pada *interval mesh 0.1* *meshing* berhasil tidak ada peringatan pada *gambit* seperti gambar berikut

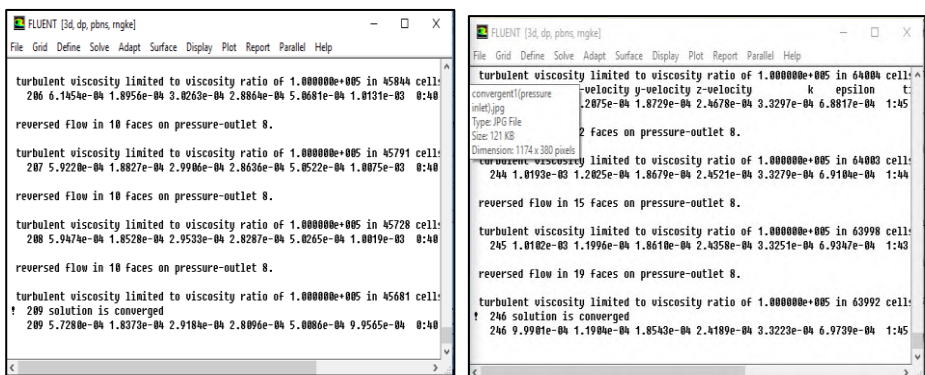


Gambar 4.2 *Interval mesh 0.1*

Karena beberapa pertimbangan dan percobaan di atas maka digunakan *interval mesh 0.1* karena tidak ada *error* sama sekali dan jumlah titik disekitar bodi dirapatkan agar semua fenomena diharapkan dapat tertangkap

4.2 Iteration and Running Time

Dengan *interval mesh* 0.1 dan kriteria *konvergensi* 10^{-3} , untuk mencapai *konvergensi* ada 246 jumlah *iterasi* dan membutuhkan waktu untuk *running* kurang lebih 1 jam untuk variasi $D_2 = 2600\text{mm}$. Sedangkan untuk variasi $D_2 = 2700\text{mm}$ dengan *interval mesh* dan kriteria *konvergensi* yang sama didapatkan jumlah *iterasi* sebanyak 209 untuk mencapai *konvergensi* dengan waktu *running* kurang lebih 1jam.

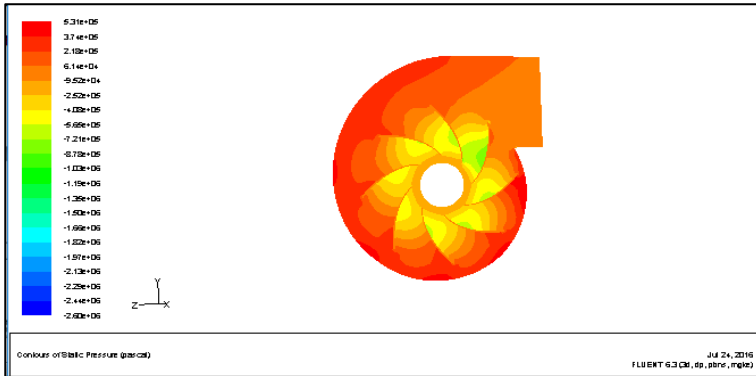


Gambar 4.3 *Iterasi* (Force Draft Fan dengan variasi D_2 2600mm dan 2700mm)

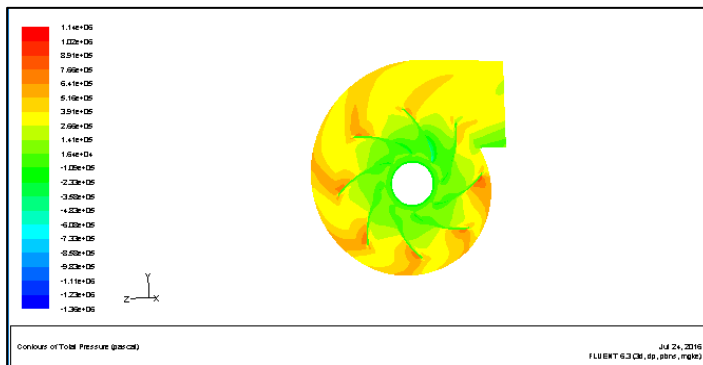
4.3 Analisa Distribusi tekanan Forced draft fan

4.3.1 Forced draft fan dengan $D_2 = 2600\text{mm}$

Berdasarkan gambar 4.4 di bawah, aliran udara *free stram* mengalir menuju *inlet*,. Pada sisi inlet terdapat *Boundary Condition* berupa *pressure inlet* dan pada kondisi luar adalah STP (*Standart Temperature pressure*).



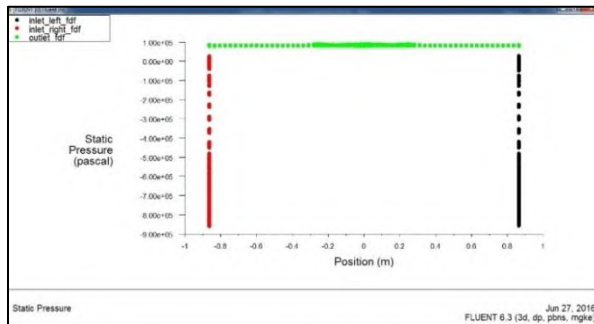
Gambar 4.4 kontur Tekanan Statis Pada *Forced Draft Fan*
($D_2=2600\text{mm}$)



Gambar 4.5 kontur Tekanan Total Pada *Forced Draft Fan*
($D_2=2600\text{mm}$)

Udara yang mengalir pada saluran *inlet* terdorong masuk karena efek *aerodinamis* yang di sebabkan oleh energi mekanik dari *impeler* yang berputar sehingga menghasilkan kenaikan tekanan pada sisi *oulet*. Tekanan yang besar terjadi pada ujung luar atau Diameter *oulet* dari impeler di tandai dengan warna merah.

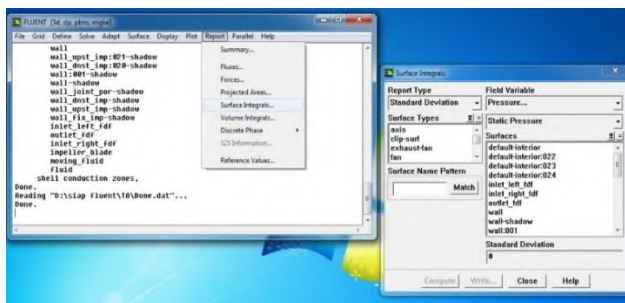
Pada sisi kiri gambar terdapat kategori warna dan nilai tekanan yang melewati *Forced Draft Fan*. Pada kategori warna tersebut dapat diketahui jika udara pada sisi *inlet* adalah *vacum* atau di bawah atmosphere, dan pada sisi outlet terjadi perubahan warna karena telah terjadi kenaikan tekanan.



Gambar 4.6 plot distribusi tekanan pada *Forced Draft Fan* ($D_2=2600\text{mm}$)

Gambar 4.6 merupakan tampilan dari tekanan yang terjadi pada sisi inlet dan outlet. Pada sumbu X data yang di berikan adalah posisi dari *inlet* dan *outlet*, sedangkan untuk sumbu y adalah tekanan statis dalam sisi *inlet* dan *outlet*

Untuk mengetahui nilai dari distribusi tekanan pada sisi *inlet* dan *outlet* dalam *software fluent 6.3.26* adapun beberapa cara untuk mendapatkan data *Total pressure* adalah dengan cara pilih *report > surface integrals* seperti pada gambar berikut



Gambar 4.7 *surface integral*

Setelah melakukan proses tersebut maka akan tampak nilai tekanan pada sisi *inlet* dan *outlet* dengan *Report Type* : *Standard Deviation* dan pada *surface* pilih *inlet* dan *outlet* maka akan tampak hasil sebagaimana pada gambar 4.8.

Standard Deviation Total Pressure		(pascal)
inlet_left_fdf		4791.2827
inlet_right_fdf		4789.9785
outlet_fdf		138471.27
Net		115812.91

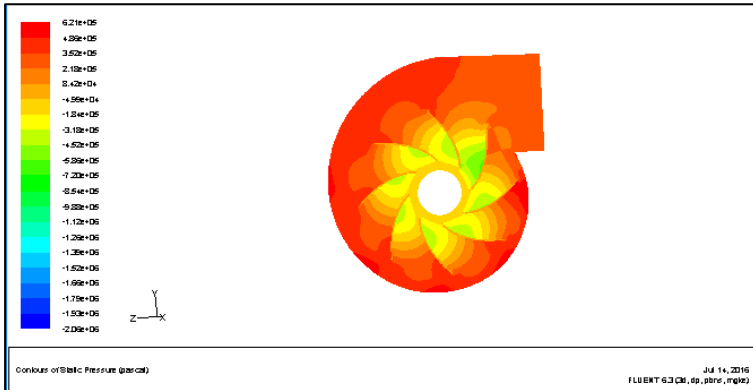
Gambar 4.8 Total pressure pada sisi *inlet* dan *outlet*

Dari gambar di atas dapat diketahui tentang data tekanan total pada sisi *inlet* sebelah kiri sebesar 4791.2827 Pa, sisi *inlet* sebelah kanan sebesar 4789.9785 Pa, sedangkan untuk sisi *outlet* tekanan total yang terjadi sebesar 138471.27 Pa.

Dengan demikian maka hasil perencanaan *Forced Draft Fan* (PLTU) PT PJB UP melalui perhitungan manual di dapatkan hasil sebesar 111242.32 Pa. Sedangkan untuk hasil simulasi menggunakan *CFD Fluent 6.3.26* adalah sebesar 138471.27 Pa

4.3.2 Forced draft fan dengan $D_2 = 2700\text{mm}$

Berdasarkan gambar 4.9 di bawah, aliran udara *free stram* mengalir menuju *inlet*,. Pada sisi inlet terdapat *Boundary Condition* berupa *pressure inlet* dan pada kondisi luar adalah STP (*Standart Temperature pressure*).



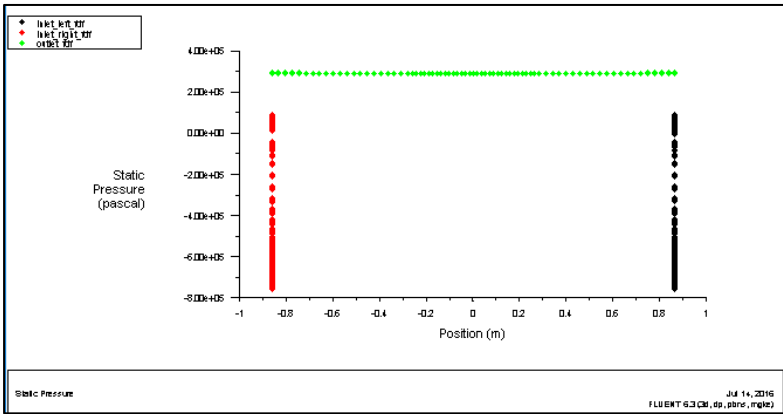
Gambar 4.9 kontur Tekanan Statis Pada *Forced Draft Fan* ($D_2=2700\text{mm}$)



Gambar 4.10 kontur Tekanan Total Pada *Forced Draft Fan* ($D_2=2700\text{mm}$)

Udara yang mengalir pada saluran *inlet* terdorong masuk karena efek *aerodinamis* yang di sebabkan oleh energi mekanik dari *impeller* yang berputar sehingga menghasilkan kenaikan tekanan pada sisi *outlet*. Dapat dilihat pada gambar 4.10 dimana tekanan pada sisi inlet relative rendah yang ditunjukkan dengan warna hijau dan tekanan meningkat terjadi pada sisi outlet yang

ditunjukkan dengan adanya perubahan warna menjadi kuning – oranye.



Gambar 4.11 plot distribusi tekanan pada *Forced Draft* ($D_2=2700\text{mm}$)

Gambar 4.11 merupakan tampilan dari tekanan yang terjadi pada sisi inlet dan outlet. Pada sumbu X data yang di berikan adalah posisi dari *inlet* dan *outlet*, sedangkan untuk sumbu y adalah tekanan statis dalam sisi *inlet* dan *outlet*

Berikut ini merupakan report untuk tekanan pada sisi *inlet* dan outlet seperti yang terlihat pada gambar 4. 12

Standard Deviation Total Pressure	(pascal)
inlet_left_fdf	4010.1055
inlet_right_fdf	3973.9741
outlet_fdf	121810.43
Net	190640.66

Gambar 4.12 Total pressure pada sisi *inlet* dan *outlet*

Dari gambar di atas dapat di ketahui tentang data tekanan total pada sisi *inlet* sebelah kiri sebesar 4010.1055 Pa, sisi *inlet* sebelah kanan

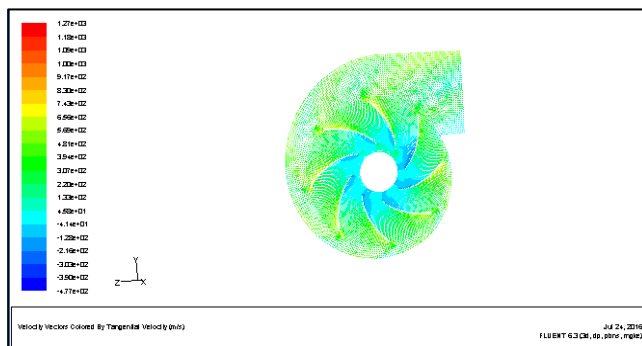
sebesar 3973.9741 Pa, sedangkan untuk sisi *outlet* tekanan total yang terjadi sebesar 121810.43 Pa.

Dengan demikian maka hasil perencanaan *Forced Draft Fan* (PLTU) PT PJB UP melalui perhitungan manual di dapatkan hasil sebesar 111242.32 Pa. Sedangkan untuk hasil simulasi menggunakan *CFD Fluent 6.3.26* adalah sebesar 121810.43 Pa

4.4 Analisa *Vector of Velocity* Forced Draft Fan

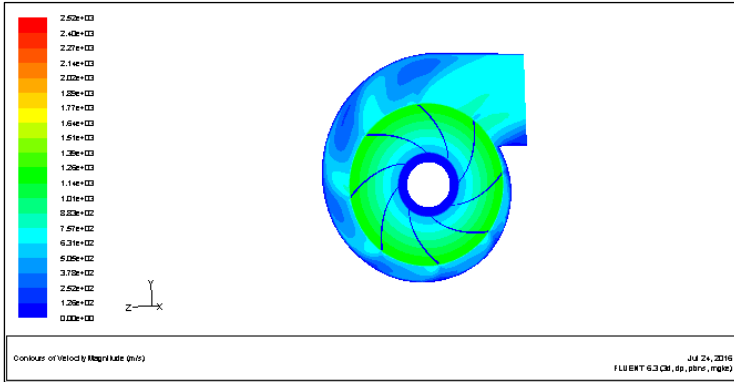
Pada analisa *Vector of Velocity* berguna untuk mendapatkan distribusi kecepatan pada *blade* guna memprediksi *Slip* yang terjadi pada *Forced Draft Fan*.

4.4.1 Forced draft fan dengan $D_2 = 2600\text{mm}$



Gambar 4.13 *Vector of Velocity* kecepatan Tangensial pada *Forced Draft Fan* ($D_2=2600\text{mm}$)

Dapat di ketahui jika sisi *inlet* sangat tinggi untuk *vector of velocity* sedangkan pada sisi *outlet*, kecepatan relatif turun, hal ini dapat di jelaskan dari kategori warna yang berubah menjadi biru muda pada sisi *outlet*.



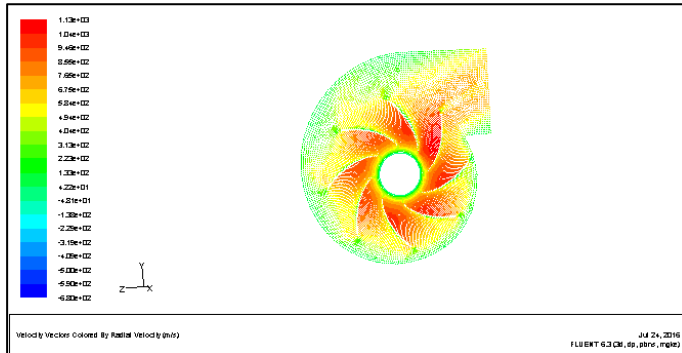
Gambar 4.14 kontur kecepatan pada *Forced draft Fan*
($D_2=2600\text{mm}$)

Untuk mengetahui nilai dari distribusi Kecepatan pada sisi *inlet* dan *outlet* dalam *software fluent 6.3.26* adapun beberapa cara untuk mendapatkan data *Vector of Velocity* adalah dengan cara pilih *report > surface integrals* seperti pada langkah mencari distribusi tekanan di atas, dan dari hasil tersebut dapat kita ketahui hasil seperti pada gambar

Standard Deviation Tangential Velocity (m/s)	
-----	-----
wall_upst_imp	329.86209

Gambar 4.15 *Report surface integrals* pada *Vector of velocity*
kecepatan tangensial

Dari hasil yang di dapat dari simulasi pada *vector of velocity* untuk kecepatan tangensial adalah sebesar 329.86209 m/s dan untuk kecepatan radial seperti pada gambar 4.16



Gambar 4.16 *Vector of Velocity* kecepatan Radial ($D_2=2600\text{mm}$)

Standard Deviation Radial Velocity		(m/s)
wall_upst_imp		153.82973

Gambar 4.17 *Radial velocity* pada *impeler forced draft fan*

Dari hasil di atas didapatkan kecepatan radial sebesar 153.82973 m/s. Untuk perhitungan *slip factor* sendiri membutuhkan kecepatan radial, kecepatan tangensial, jumlah blade dan sudut β_2 sehingga dapat di hitung dengan persamaan :

$$SF = 1 - \frac{U_2}{V_{u2}} \left(\frac{\pi \sin \beta_2}{n_v} \right)$$

(Sumber : Royce N, Brown, *Compressor : selection and sizing 3rd edition*)

Dimana : SF = Slip factor

U_2 = Kecepatan Tangensial

V_{u2} = Kecepatan Radial

β_2 = Sudu kelengkungan pada Diameter *outlet*

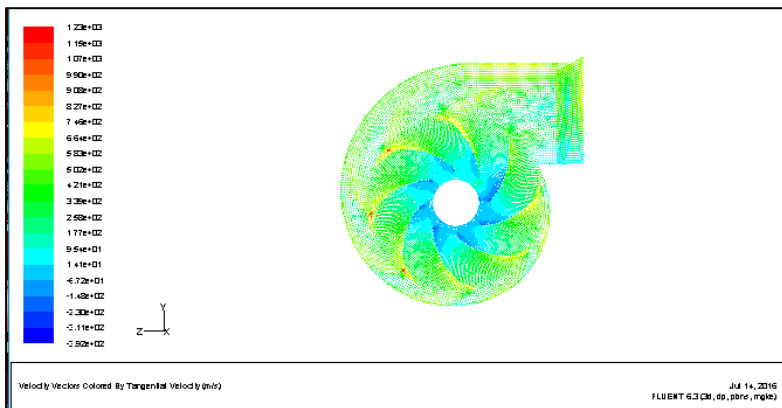
n_v = Jumlah blade pada *impeller*

Hasil perhitungan :

$$SF = 1 - \frac{U_2}{V_{u2}} \left(\frac{\pi \sin \beta_2}{n_v} \right) = 1 - \frac{329.862 \text{ m/s}}{153.829 \text{ m/s}} \left(\frac{\pi \cdot 45^\circ}{8} \right)$$

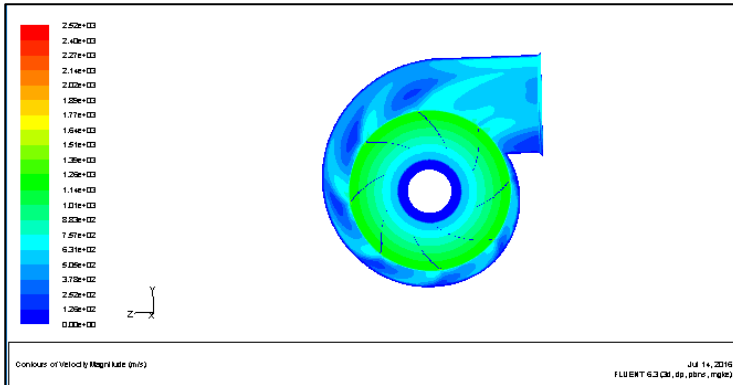
$$SF = 40.7$$

4.4.2 Forced draft fan dengan $D_2 = 2700 \text{ mm}$



Gambar 4.18 *Vector of Velocity* kecepatan Tangensial pada *Forced Draft Fan* ($D_2=2700 \text{ mm}$)

Dari gambar 4.18 Dapat di lihat bahwa tsisi *inlet* sangat tinggi untuk *vector of velocity* sedangkan pada sisi *outlet*, kecepatan relatif turun, hal ini dapat di jelaskan dari kategori warna yang berubah menjadi biru muda pada sisi *outlet*.



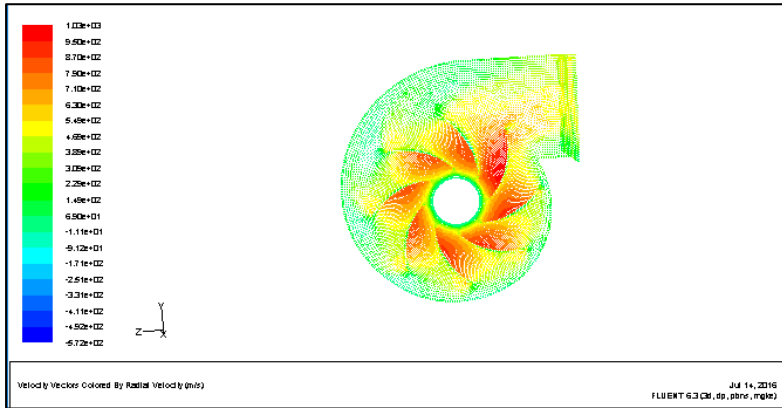
Gambar 4.19 kontur kecepatan pada *Forced draft Fan*
($D_2=2700\text{mm}$)

Dengan menggunakan cara yang sama seperti sebelumnya, didapatkan report untuk *Vector of Velocity* kecepatan *tangensial* dan *radial* seperti yang terlihat pada gambar 4.20

Standard Deviation Tangential Velocity (m/s)	
-----	-----
wall_upst_imp	295.53778

Gambar 4.20 *Report surface integrals* pada *Vector of velocity*
kecepatan tangensial

Dari hasil yang di dapat dari simulasi pada *vector of velocity* untuk kecepatan tangensial adalah sebesar 295.53778 m/s dan untuk kecepatan radial seperti pada gambar 4.21



Gambar 4.21 *Vector of Velocity* kecepatan Radial ($D_2=2700\text{mm}$)

Standard Deviation Radial Velocity		(m/s)
wall_upst_imp		165.15331

Gambar 4.22 *Radial velocity* pada *impeler forced draft fan*

Dari hasil di atas didapatkan kecepatan radial sebesar 165.15331 m/s. Untuk perhitungan *slip factor* sendiri membutuhkan kecepatan radial, kecepatan tangensial, jumlah blade dan sudut β_2 sehingga dapat di hitung dengan persamaan :

$$SF = 1 - \frac{U_2}{V_{u2}} \left(\frac{\pi \sin \beta_2}{n_v} \right)$$

(Sumber : Royce N, Brown, *Compressor : selection and sizing* 3rd edition)

Dimana : SF = Slip factor

U_2 = Kecepatan Tangensial

V_{u2} = Kecepatan Radial

β_2 = Sudu kelengkungan pada Diameter *outlet*

n_v = Jumlah blade pada *impeller*

Hasil perhitungan :

$$SF = 1 - \frac{U_2}{V_{u2}} \left(\frac{n \sin \beta_2}{n_v} \right) = 1 - \frac{295.537 \text{ m/s}}{165.153 \text{ m/s}} \left(\frac{\pi \cdot 45^\circ}{8} \right)$$

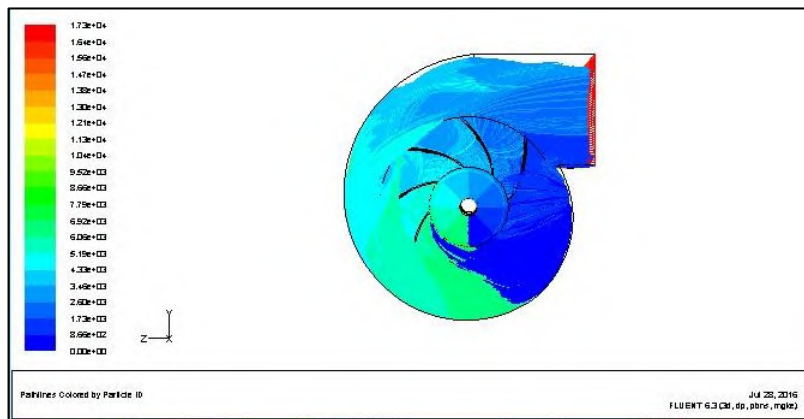
$$SF = 37.9$$

4.5 Analisis Aliran pada *Forced Draft Fan*

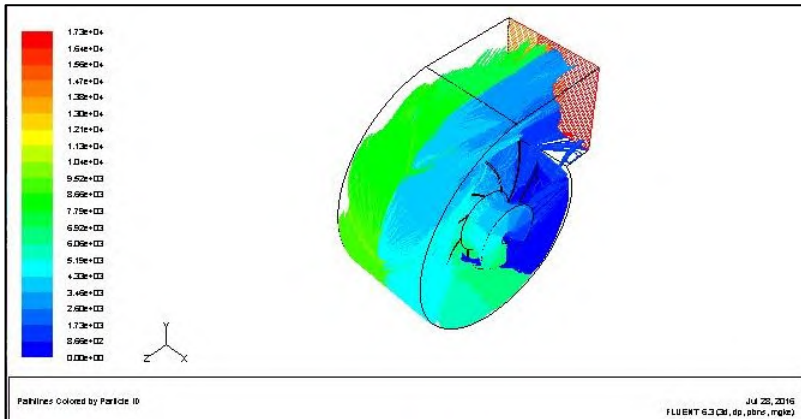
Analisis aliran ini bertujuan untuk mengetahui juga arah aliran dari sisi *inlet* menuju *outlet Forced Draft Fan*.

4.5.1 Forced draft fan dengan $D_2 = 2600\text{mm}$

Hasil dari simulasi arah aliran dapat dilihat dengan visualisasi *pathline* aliran yang melintasi *inlet Forced Draft Fan* menuju Outlet.



Gambar 4.23 visualisasi aliran *pathline* tampak dari kanan



Gambar 4.24 Visualisasi aliran *pathline* tampak *isometri*

Setelah mengetahui arah aliran maka prediksi kapasitas bisa di lakukan dengan cara melihat hasil dari *Report type* : *Volumetric flow rate* Maka di dapat hasil yang di tunjukkan pada gambar 4.18

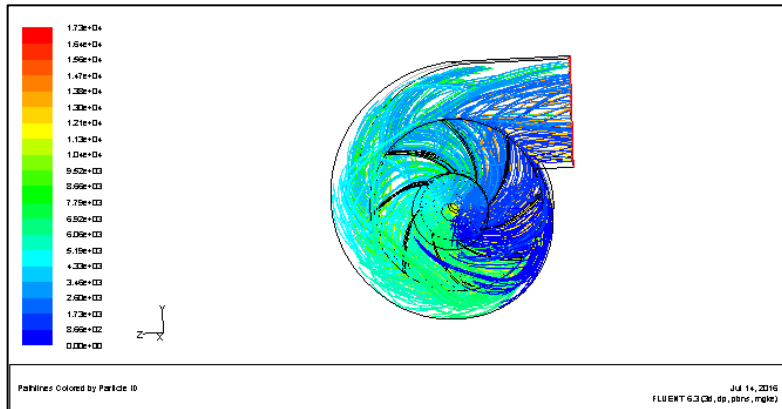
Volumetric Flow Rate	(m ³ /s)
inlet_left_fdf	802.82776
inlet_right_fdf	801.9295
outlet_fdf	-1604.5153
Net	0.24205185

Gambar 4.25 *Report type* : *flow rate* dengan *field variable* massa jenis

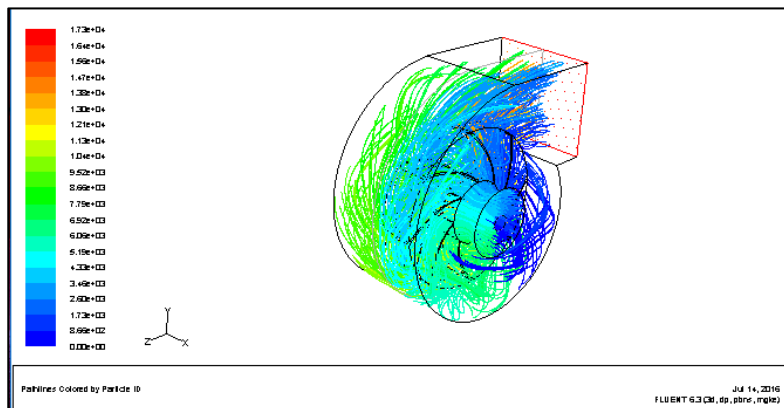
Dari gambar di atas dapat di ketahui bahwa *volume flow rate* yang di hasilkan adalah sebesar 1604.5153 m³/s

4.5.2 Forced draft fan dengan $D_2 = 2700\text{mm}$

Hasil dari simulasi arah aliran dapat dilihat dengan visualisasi *pathline* aliran yang melintasi *inlet Forced Draft Fan* menuju Outlet.



Gambar 4.26 visualisasi aliran *pathline* tampak dari kanan



Gambar 4.27 Visualisasi aliran *pathline* tampak *isometri*

Setelah mengetahui arah aliran maka prediksi kapasitas bisa di lakukan dengan cara melihat hasil dari *Report type* :

Volumetric flow rate Maka di dapat hasil yang di tunjukkan pada gambar 4.18

Volumetric Flow Rate	(m3/s)
inlet_left_fdf	716.45587
inlet_right_fdf	715.61768
outlet_fdf	-1431.3777
Net	0.69576758

Gambar 4.28 *Report type : flow rate* dengan *field variable* massa jenis

Dari gambar di atas dapat di ketahui bahwa *volume flow rate* yang di hasilkan adalah sebesar 1431.3777 m³/s

4.6 Perbandingan Hasil Percobaan

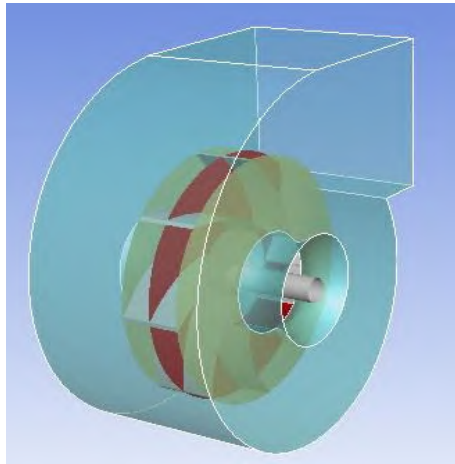
Pada perbandingan hasil percobaan dibawah ini membandingkan hasil simulasi percobaan yang dilakukan oleh Dicky Aliswan Q. (NRP : 221030092) dengan hasil simulasi percobaan yang dilakukan oleh penulis dengan menggunakan *software Fluent 6.3.26* didapatkan data sebagai berikut :

Tabel 4.1 Data hasil percobaan

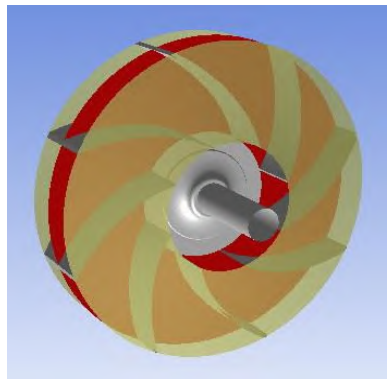
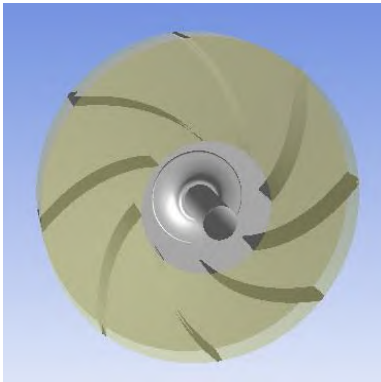
D_2 (mm)	P total inlet kiri (Pa)	P total inlet kanan (Pa)	P total outlet (Pa)	Kec. Tangensial (m/s)	Kec. Radial (m/s)	Nilai Slip fator	Flow Rate (m^3/s)
2500	8471.4775	8594.4111	130674.31	288.740	128.709	50.5	1514.2833
2600	4791.2827	4789.9785	138471.27	329.86209	153.82973	40.7	1604.5153
2700	4010.1055	3973.9741	121810.43	295.5377	165.1553	37.9	1431.3777

Dari Tabel 4.1 dapat dilihat bahwa tekanan outlet dan flow rate paling besar dihasilkan forced draft fan dengan $D_2 = 2600\text{mm}$ yakni sebesar 138471.27 Pa dan 1604.5153 m^3/s . Pada forced draft fan dengan $D_2 = 2700\text{mm}$ mengalami penurunan pada tekanan outlet dan flow ratenya yakni sebesar 121810.43 Pa dan 1431.3777 m^3/s . Penurunan ini terjadi dikarenakan jarak antara volute chamber dengan Impeller terlalu kecil sehingga terjadi stall pada daerah tersebut. Kecepatan tangensial paling besar terjadi pada forced draft fan dengan $D_2 = 2600\text{mm}$ yakni sebesar 329.862 m/s, namun untuk kecepatan radialnya paling besar terjadi pada forced draft fan dengan $D_2 = 2700\text{mm}$ yaitu sebesar 165.1533 m/s.

LAMPIRAN 1



Desain Forced draft fan



Desain Impeller Forced draft fan tipe backward curve

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisa aliran melintasi sisi inlet dan outlet Forced draft fan menggunakan pemodelan numerik *software Fluent 6.3.26*, maka dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. *Interval mesh* didapatkan 0.1 setelah melalui beberapa percobaan.
2. Didapatkan jumlah *iterasi* 246 dan *running time* kurang lebih 1 jam untuk variasi D_2 2600mm ,lalu didapatkan jumlah *iterasi* 209 dengan *running time* kurang lebih 1 jam untuk variasi D_2 2700mm
3. Pada variasi D_2 2600mm didapatkan data tekanan total pada sisi *inlet* sebelah kiri sebesar 4791.2827 Pa, sisi *inlet* sebelah kanan sebesar 4789.9785Pa, sedangkan untuk sisi *outlet* tekanan total yang terjadi sebesar 138471.27 Pa. Sedangkan pada variasi D_2 2700mm didapatkan data tekanan total pada sisi *inlet* sebelah kiri sebesar 4010.1055Pa, sisi *inlet* sebelah kanan sebesar 3973.9741Pa, sedangkan untuk sisi *outlet* tekanan total yang terjadi sebesar 121810.43 Pa.
4. *vector of velocity* untuk kecepatan tangensial adalah sebesar 329.86209 m/s untuk variasi D_2 2600mm sedangkan pada variasi D_2 2700mm *vector of velocity* untuk kecepatan tangensial adalah sebesar 295.5377 m/s.
5. *vector of velocity* untuk kecepatan radial adalah sebesar 153.82973 m/s untuk variasi D_2 2600mm sedangkan pada variasi D_2 2700mm *vector of velocity* untuk kecepatan radial adalah sebesar 165.1553 m/s.
6. Didapatkan nilai *slip factor* sebesar 40.7 untuk variasi D_2 2600mm dan untuk variasi D_2 2700mm sebesar 37.9.
7. Dengan menggunakan Force Draft Fan dengan variasi D_2 2600mm ,*Volumetric flow rate* yang dihasilkan

mengalami peningkatan sebesar 5.9% ,yakni 1604.5153 m³/s dari yang standartnya yaitu 1514.2833 m³/s

8. Pada visualisasi *pathline* terdapat *reversed flow*

5.2 Saran

Adapun beberapa saran pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Diharapkan pada percobaan analisa model uji 3D selanjutnya digunakan interval meshing yang lebih kecil agar analisisnya lebih akurat .
2. Pada analisa 3D yang akan datang hendaknya juga mempertimbangkan modifikasi *volute chamber* dengan memperhitungkan *volute tongue* agar dapat meminimalisir *reversed flow*.

DAFTAR PUSTAKA

1. Aliswan Qomarullah, Dicky. 2016. Studi Numerik Simulasi Perancangan Forced Draft Fan Pada (PLTU) PT. PJB UP Gresik. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember
2. Bureau of Energy Efficiency (BEE), Government of India. Energy Efficiency Guide Book , chapter 5, p 93-112. 2004
3. <http://centrifugalfanengineering.blogspot.co.id/2013/01/basic-design-of-centrifugal-fan.html>
4. <http://airprofan.com/centrifugal-fans blowers/backward-inclined-fan/>
5. http://www.diytrade.com/china/pd/10021957/AC_140mm_centrifugal_exhaust_blower_forward_curved_impeller.html#normal_img
6. Kundu, Pijush K dan Cohen, Ira M dan Dowling, David R. 2012. *Fluid Mechanics : fifth edition*. USA : Elsevier Inc.
7. Pritchard, Philip J, Fox and McDonald's. 2011. *Introduction of fluid mechanics: Eight edition*. USA: John Wiley & Sons, Inc.
8. Tuakia, Firman. 2008. Dasar-Dasar CFD Menggunakan FLUENT. Bandung: Informatika.

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Surabaya, 18 Mei 1995, merupakan anak keempat dari lima bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu SDN Pucang V Sidoarjo, SMP Negeri 1 Sidoarjo, SMA Negeri 4 Sidoarjo. Pada tahun 2013, penulis diterima di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2113 030 098. Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis.

Selama duduk di bangku kuliah, penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Selain itu penulis juga aktif di bidang keorganisasian diantaranya pernah menjadi staff BEM FTI ITS dan anggota Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan untuk menunjang soft skill. Kegiatan yang pernah diikuti penulis antara lain : Pelatihan LKMM Pra-TD, Pelatihan LKMM TD, Pelatihan Karya Tulis Ilmiah. Penulis juga pernah melaksanakan kerja praktek di PT. Indonesia Power Grati Jawa Timur selama 15 Juni – 15 Juli 2015 pada bagian Maintenance.